

**VŠB - Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra energetiky**



**Návrh větrání a klimatizace 1.NP pavilonu poslucháren**

**FAST**

**Air Conditioning Proposal of the First Floor in the Theatre**

**FAST**

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Michael Lichý, CSc.**

Student:

**Bc. Jaroslav Guňa**

**Ostrava 2009**

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO v případě zájmu z její strany uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě .....

.....

Jaroslav Guňa

Adresa trvalého pobytu:

Jaroslav Guňa

Vřesovice 267

696 48

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Děkuji vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Michaelu Lichému, CSc. za odborné vedení, cenné rady a připomínky.

## **Anotace diplomové práce**

Guňa, J. Návrh větrání a klimatizace 1.NP pavilonu poslucháren FAST. Ostrava: katedra energetiky - 361, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 75s. Diplomová práce, Vedoucí: doc. Ing. Michael Lichý, CSc

Diplomová práce se zabývá návrhem klimatizace dvou poslucháren 1.nadzemního patra pavilonu Fakulty stavební VŠB – Technická univerzita Ostrava, dále větrání vstupní dvorany a sanitárního zařízení. V práci je zpracován kompletní návrh vzduchotechnického zařízení a jeho technické zdůvodnění dle vyhlášek a platných norem.

Na základě typu místností je stanovena potřebná výměna vzduchu a následně proveden návrh distribučních prvků, vzduchotechnických rozvodů a klimatizačních jednotek. Pro navržené zařízení jsou vyčísleny orientační investiční náklady. Návrh vzduchotechnického zařízení je zakresleno do výkresů, které tvoří přílohy diplomové práce.

### **Annotation of Thesis**

Guňa, J. Air Conditioning Proposal of the First Floor in the Theatre FAST. Ostrava: Department of Power Engineering – 361, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 75p Thesis, head: doc. Ing. Michael Lichý, CSc

The Graduation Theses considers Air Conditioning Proposal of two auditoriums on the first floor of theatre of Faculty Building VŠB – Technical University of Ostrava, ventilation of hallway and sanitary conveniences. In the diploma paper there is processed complete project of air conditioning and its engineering solution according to ordinances and valid standards.

Required air renewal is rated on the basis of room type and consequently design of distribution units of air conditioning distribution and air handlers are made. Orientation costs of investmens are express numerically for the proposed machinery. Proposal of air conditioning handler is delineated into drawings in attachment of the Thesis.

## Obsah

Seznam použité symboliky a značek .....	- 10 -
Úvod .....	- 13 -
Technické řešení .....	- 14 -
1 Rozdělení objektu do jednotlivých částí .....	- 15 -
1.1 Část A – návrh větrání sociálního zařízení č.1 a místnost pro personál .....	- 16 -
1.2 Část B – návrh větrání sociálního zařízení č.2 .....	- 16 -
1.3 Část C – Větrání vstupní dvorany .....	- 16 -
1.4 Část D – Návrh klimatizace velkých poslucháren .....	- 17 -
2 Výpočet množství větracího vzduchu .....	- 17 -
2.1 Sociální zařízení č.1 a místnost pro personál .....	- 17 -
2.2 Sociální zařízení č.2 .....	- 18 -
2.3 Vstupní dvorana .....	- 19 -
2.4 Návrh množství vzduchu potřebný pro velké posluchárny .....	- 19 -
3 Výpočet tepelné zátěže poslucháren .....	- 19 -
3.1 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů .....	- 19 -
3.1.1 Tepelné zisky od osob .....	- 20 -
3.1.2 Tepelné zisky od osvětlení .....	- 20 -
3.1.3 Tepelné zisky od součástí klimatizačního zařízení .....	- 21 -
3.1.4 Celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla: .....	- 21 -
3.2 Tepelné zisky od vnějších zdrojů .....	- 22 -
3.3 Posluchárna č.1 .....	- 23 -
3.3.1 Venkovní obvodová stěna .....	- 23 -
3.3.2 Prostup tepla střechou .....	- 23 -
3.3.3 Celkové tepelné zisky od vnějších zdrojů tepla .....	- 23 -
3.3.4 Celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru posluchárny č.1 ....	- 24 -
3.4 Posluchárna č.2 .....	- 24 -
3.4.1 Venkovní obvodová stěna .....	- 24 -
3.4.2 Prostup tepla střechou .....	- 24 -
3.4.3 Celkové tepelné zisky od vnějších zdrojů tepla .....	- 25 -
3.4.4 Celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru posluchárny č.2 ....	- 25 -
4 Výpočet objemových průtoků pro posluchárny .....	- 25 -
4.1 Celkový průtok vzduchu pro posluchárnu č.1 .....	- 25 -

4.1.1	Stanovení průtoku vzduchu z obecného vzorce.....	- 25 -
4.1.2	Určení průtoku vzduchu z bilance vlhkosti .....	- 26 -
4.2	Celkový průtok vzduchu pro posluchárnu č.2 .....	- 27 -
4.2.1	Stanovení průtoku vzduchu z obecného vzorce.....	- 27 -
4.2.2	Určení průtoku vzduchu z bilance vlhkosti .....	- 28 -
5	Návrh chlazení vzduchu.....	- 29 -
5.1	Chladicí výkon potřebný k ochlazení vzduchu posluchárny č.1 .....	- 29 -
5.2	Chladicí výkon potřebný k ochlazení vzduchu posluchárny č.2 .....	- 30 -
6	Návrh distribučních prvků .....	- 31 -
6.1	Návrh vyústě pro dvoranu.....	- 32 -
6.1.1	Vyústě pro přívod vzduchu .....	- 32 -
6.1.2	Vyústě pro odvod vzduchu .....	- 35 -
6.2	Návrh vyústě pro posluchárny .....	- 35 -
6.2.1	Vyústě pro přívod a odvod vzduchu do posluchárny č.1 .....	- 35 -
6.2.2	Vyústě pro přívod a odvod vzduchu do posluchárny č.2.....	- 37 -
6.3	Návrh vyústě pro sociální zařízení a místnosti pro personál .....	- 37 -
6.4	Návrh jednotlivých ventilů soc. zařízení č.1 a místnosti pro personál .....	- 38 -
6.5	Návrh jednotlivých ventilů sociálního zařízení č.2 .....	- 39 -
7	Návrh potrubí.....	- 40 -
7.1	Typ potrubí .....	- 40 -
7.2	Návrh potrubí pro sociální zařízení č.1 a místnosti pro personál .....	- 42 -
7.3	Návrh potrubí pro sociální zařízení č.1 a místnosti pro personál .....	- 45 -
7.4	Návrh potrubí pro sací větev vstupní dvorany .....	- 46 -
7.5	Návrh potrubí pro přívodní větev vstupní dvorany .....	- 47 -
7.6	Návrh potrubí pro přívodní a odvodní větev posluchárny č.1 .....	- 48 -
7.7	Návrh potrubí pro přívodní a odvodní větev posluchárny č.2 .....	- 48 -
8	Výpočet tlakových ztrát.....	- 49 -
8.1	Tlakové ztráty třením $\Delta p_{zt}$ .....	- 49 -
8.2	Tlakové ztráty místní $\Delta p_m$ .....	- 50 -
8.3	Celková tlaková ztráta .....	- 51 -
8.4	Výpočet tlakových ztrát sociálního zařízení č. 1 a místnosti pro personál....	- 51 -
8.5	Výpočet tlakových ztrát sociálního zařízení č. 2 .....	- 53 -
8.6	Výpočet tlakových ztrát pro vstupní dvoranu.....	- 54 -

8.6.1	Výpočet tlakových ztrát sacího potrubí .....	- 54 -
8.6.2	Výpočet tlakových ztrát přívodního potrubí .....	- 56 -
8.7	Výpočet tlakových ztrát pro posluchárny .....	- 57 -
8.7.1	Výpočet tlakových ztrát posluchárny č. 1 .....	- 57 -
8.7.2	Výpočet tlakových ztrát posluchárny č. 2 .....	- 59 -
9	Návrh ventilátorů a jednotek .....	- 61 -
9.1	Návrh ventilátoru pro odvod vzduchu ze sociálního zařízení č. 1 .....	- 61 -
9.2	Návrh ventilátoru pro sociální zařízení č. 2 .....	- 62 -
9.3	Návrh jednotky pro vstupní dvoranu .....	- 63 -
9.3.1	Parametry pro návrh jednotky .....	- 63 -
9.4	Návrh jednotek pro posluchárny .....	- 66 -
9.4.1	Návrh jednotky pro posluchárnu č.1 .....	- 66 -
9.4.2	Návrh jednotky pro posluchárnu č.2 .....	- 68 -
9.4.3	Návrh kondenzační jednotky .....	- 70 -
10	Orientační vyčíslení investičních nákladů .....	- 72 -
10.1	Celkové orientační náklady .....	- 72 -
11	Požadavek na profese .....	- 73 -
Závěr	.....	- 74 -
Seznam použité literatury	.....	- 75 -
Seznam příloh	.....	- 76 -
Seznam výkresové dokumentace	.....	- 77 -



## Seznam použité symboliky a značek

$A$	vzdálenost mezi anemostaty	[m]
$c_{vz}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J(kg.K <sup>-1</sup> )]
$D$	průměr potrubí	[m]
$H$	výška stropu	[m]
$H_1$	vzdálenost mezi zónou pobytu a stropem	[m]
$h$	entalpie	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]
$I$	proud	[A]
$k_{st}$	součinitel prostupu tepla stěnou	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$k_{stf}$	součinitel prostupu tepla střechou	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$l$	délka potrubí	[m]
$M_{p,os}$	produkce vlhkosti od osob	[g.hod <sup>-1</sup> ]
$M_{p,i}$	produkce vlhkosti v posluchárně	[g.hod <sup>-1</sup> ]
$n$	počet osob	[1]
$n_{ELF}$	počet vyústí ELF	[1]
$n_{ELK}$	počet vyústí ELK	[1]
$n_{ot}$	otáčky	[ot.min <sup>-1</sup> ]
$P_{ch}$	příkon chladiče	[W]
$P_o$	výkon ohřívače	[W]
$P_{oh}$	příkon ohřívače vzduchu	[W]
$P_{ztt}$	výkon zpětného získávání tepla	[W]
$P_{zk}$	tlaková ztráta protideštové žaluzie	[Pa]
$P_v$	výkon ventilátoru	[Pa]
$p_{zm}$	tlaková ztráta místní	[Pa]
$p_f$	tlaková ztráta filtru	[Pa]
$p_{tf}$	tlaková ztráta tlumiče hluku	[Pa]
$p_r$	tlaková ztráta rekuperátoru	[Pa]
$p_k$	tlaková ztráta klapy	[Pa]
$P_{p,ch,zvl}$	tlaková ztráta chladiče zvlhčovače	[Pa]
$p_{sk}$	celkový tlak skutečný	[Pa]
$Q_t$	produkce tepla	[W.m <sup>-2</sup> ]

$Q_v$	tepelná zátěž od ventilátoru	[W]
$Q_{sn}$	tepelný zisk stěnami	[W]
$Q_{ch}$	chladicí výkon	[kW]
$Q_{os}$	tepelná zátěž od osob	[W]
$Q_{sv}$	tepelná zátěž od osvětlení	[W]
$Q_v$	tepelné zisky od ventilátoru	[W]
$Q_{tzi}$	součet tepelných ztrát	[W]
$Q_{stř}$	prostup tepla stropem	[W]
$Q_{tz,e}$	celkový tepelný zisk od vnějších zdrojů tepla	[W]
$Q_{tzc}$	celkový tepelný zisk klimatizovaného prostoru	[W]
$Q_{tzi}$	celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla	[W]
$Q_r$	tepelný zisk rekuperátoru	[W]
$R$	měrná tlaková ztráta třením	[Pa. m <sup>-1</sup> ]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$S_{st'}$	plocha stěny	[m <sup>2</sup> ]
$S_{stř}$	plocha střechy	[m <sup>2</sup> ]
$t_e$	externí teplota vzduchu	[°C]
$t_i$	interní teplota vzduchu	[°C]
$t_p$	teplota přiváděného vzduchu	[°C]
$t_z$	teplota vzduchu v zimě	[°C]
$t_l$	teplota vzduchu v létě	[°C]
$t_r$	rovnocenná. sluneční teplota vzduchu	[°C]
$U$	napětí	[V]
$V_d$	objem místnosti	[m <sup>3</sup> ]
$V_p$	celkový průtok vzduchu	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$V_h$	hygienický objem vzduchu	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$V_{p,v}$	průtok vzduchu jednou vyústí	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$V_p$	množství přiváděného vzduchu	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$V_o$	množství odváděného vzduchu	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$v_{p,ch,o}$	rychlost vzduchu v průřezu chladiče, ohříváče	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_{p,r}$	rychlost v průřezu rekuperátoru	[m.s <sup>-1</sup> ]
$w$	rychlost vzduchu	[m.s <sup>-1</sup> ]
$w_{H1}$	rychlost vzduchu ve výšce $H_1$	[m.s <sup>-1</sup> ]

$\Delta t_p$	pracovní rozdíl teplot	[K]
$t_p$	přívodní teplota	[°C]
$\Delta p_{z,c,i}$	celková tlaková ztráta	[Pa]
$\Delta p_{zt}$	tlaková ztráta třením	[Pa]
$X$	měrná vlhkost	[g.kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta x_{os}$	změna měrné vlhkosti	[g.kg <sup>-1</sup> <sub>s.v.</sub> ]
$\lambda$	součinitel tření	[1]
$\eta$	účinnost	[%]
$\lambda$	součinitel tření	[-]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\varphi$	relativní vlhkost vzduchu	[%]
$\rho_{vz}$	hustota vzduchu	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\xi$	součinitel místních ztrát	[1]

## Úvod

Význam větrání pro zdravé prostředí v budovách je nepopiratelný. Stejně jako prošlo vývojem stavitelství tak se v pozadí vyvíjí vzduchotechnika. Od fáze využívání přirozeného proudění vzduchu v důsledku fyzikálních zákonů po rozsáhlé systémy nuceného větrání s úpravami vzduchu. Vnitřní prostředí v budovách vytváří mnoho složek. Mezi zásadní patří tepelně-vlhkostní, odérová, aerosolová a akustická složka. Většinu jich ovlivňujeme větráním. Vzduchotechnika tak dnes zajišťuje nejen výměnu vzduchu a úpravu všech výše uvedených složek, ale také slouží k vytápění i chlazení a tím vytváří pro člověka optimální vnitřní prostředí v budovách.

Větrání představuje systém, který slouží k výměně vzduchu a to buď přirozené, založené na proudění v důsledku rozdílných hustot vzduchu (podobně jako proudění v zemské atmosféře) nebo nucené, kde pohyb vzduchu zajišťuje ventilátor. Nucené větrání je podtlakové, kde je vzduch pouze odsáván z prostoru a doplňuje se z okolního prostoru netěsnostmi nebo na to uzpůsobených větracích mřížek. Venkovní vzduch se filtruje od prachu a v zimě se ohřívá. Vzduch je do místností veden potrubím, které je v místnosti ukončeno koncovými elementy (vyústkami). Ventilátory a všechny prvky sloužící pro úpravu vzduchu jsou situovány do strojovny vzduchotechniky. Klimatizace obsahuje navíc zařízení pro chlazení vzduchu a úpravu vlhkosti.

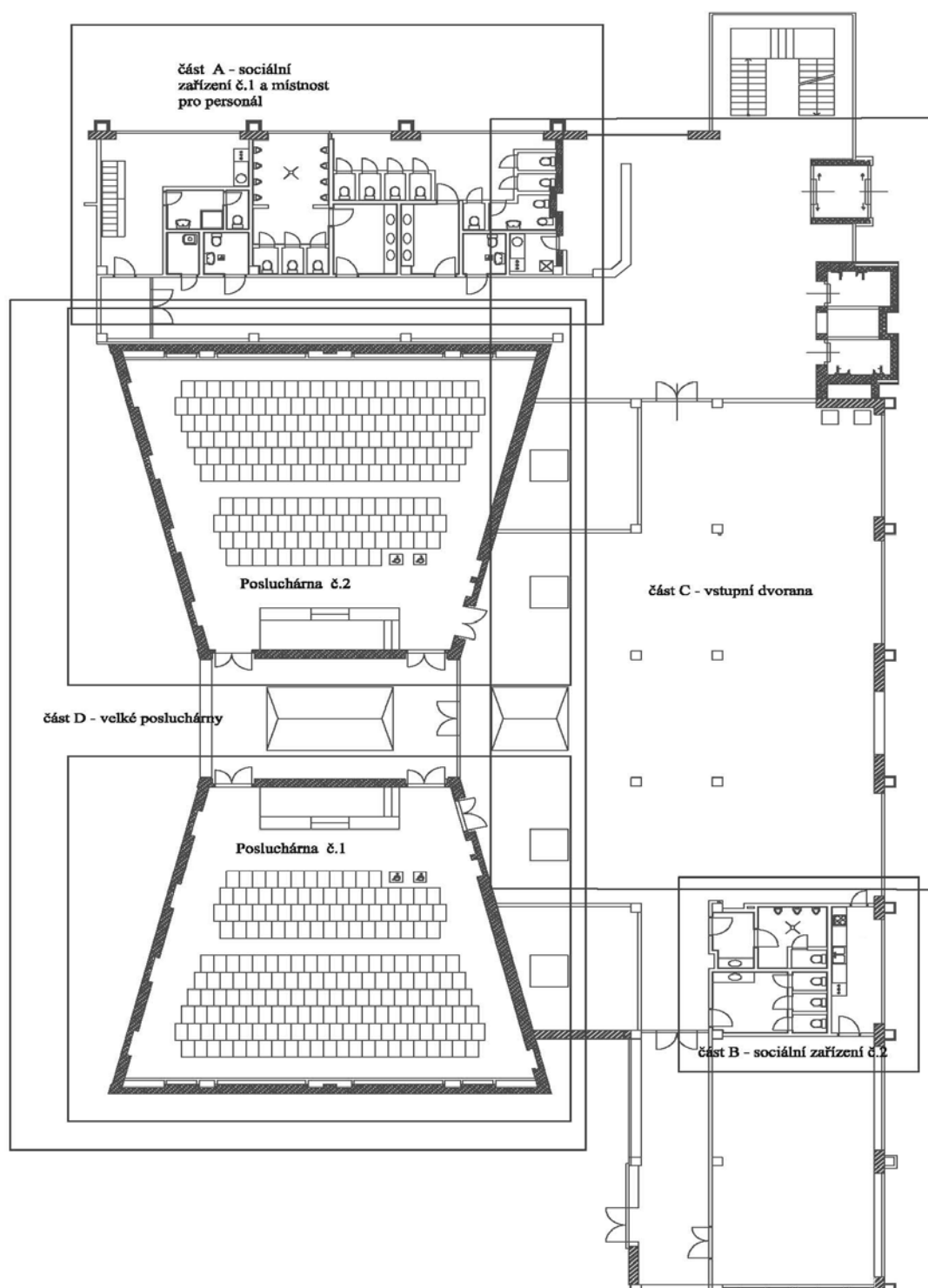
## Technické řešení

Tato diplomová práce se zabývá návrhem větrání a klimatizace 1. nadzemního patra pavilonu velkých poslucháren Fakulty stavební. Jedná se o nově postavenou budovu ležící v Ostravě Porubě. V 1. nadzemním patře se nachází několik sociálních zařízení, které propojuje vstupní dvorana se dvěma posluchárnami, každá o kapacitě 200 osob. Pro personál je zde šatna se sprchou a sociálním zařízením. Pro studenty jsou zde ještě dvě šatny, ale těmi se tato práce nezabývá.

Větrání sociálního zařízení a dvorany je navrženo jako přetlakové, aby nedocházelo k nežádoucímu úniku znečištěného vzduchu ze sociálních zařízení (při poruše ventilátoru) do prostoru dvorany. Tzn. že do prostoru dvorany bude přiváděno větší množství vzduchu než bude odsáváno. Odvod vzduchu ze sociálních zařízení je zajišťováno radiálními ventilátory od firmy Elektrodesign s.r.o. osazené v kruhovém potrubí spiro s distribučními prvky od firmy Multivac s.r.o. Pro větrání dvorany je použita větrací jednotka se zpětným získáváním tepla DUPLEX12000 od firmy Atrea s.r.o.. Větrání poslucháren je navrženo jako rovnotlaké (množství odsávaného vzduchu je rovno množství vzduchu přivádějícímu). Klimatizace poslucháren je zajištěna dvěma na sobě nezávislými vzduchotechnickými jednotkami AeroMaster XP od firmy Remak a.s. a to z důvodu lepší regulace příslušných vzduchotechnických jednotek dle provozu poslucháren. Obě jednotky jsou vybaveny zařízením zpětného získávání tepla event. chlady z odvádějícího vzduchu a to z důvodu snížení provozních nákladů.

# 1 Rozdělení objektu do jednotlivých částí

Obr. č. 1 – Půdorys 1NP pavilonu poslucháren FAST



### **1.1 Část A – návrh větrání sociálního zařízení č.1 a místnost pro personál**

Větrání prostor sociálního zařízení a místnosti pro personál je řešeno pomocí radiálního ventilátoru RM355L od firmy Elektrodesign s.r.o. připojeného přes pružné manžety do vzduchového potrubí. Odsávání vzduchu je provedeno pomocí vzduchovodu kruhového průřezu spiro od firmy Multivac s.r.o. Potrubí je vedeno nad podhledy v místnostech. V těchto podhledech budou umístěny talířové vyústě ELF, ELK pro odvod vzduchu. Tyto talířové ventily umožňují regulaci množství odváděného vzduchu. Znehodnocený vzduch je vyfukován ven přes protideštovou žaluzii. Přívod vzduchu je přes dvevní mřížky z prostoru dvorany.

### **1.2 Část B – návrh větrání sociálního zařízení č.2**

Odvod vzduchu ze sociálního zařízení je zajištěn radiálním ventilátorem RM125L od firmy Elektrodesign s.r.o, který je připojen na vzduchovod kruhového průřezu a vedený nad podhledy v místnosti. V těchto podhledech budou umístěny talířové vyústě ELF. Odváděný vzduch je vyfukován ven přes protideštovou žaluzii. Přívod vzduchu je z prostoru dvorany přes dvevní mřížky.

### **1.3 Část C – Větrání vstupní dvorany**

Vstupní dvorana je větrána kompaktní jednotkou Duplex 12000 od firmy Atrea s.r.o, parapetního provedení. Jednotka je umístěna v 2NP Fakulty stavební. Jednotka se skládá z přívodního a odvodního ventilátoru, deskového výměníku tepla a vodního ohříváče vzduchu. Chlazení vzduchu se pro tyto prostory nevyžaduje. Připojení vzduchovodu k jednotce je provedeno přes pružnou manžetu. Potrubí je vedeno nad podhledy v místnostech. Distribuci vzduchu zajišťují Anemostaty, které jsou použity jak pro přívod tak odvod vzduchu. Anemostaty jsou zabudovány přímo v podhledu. Napojení anemostatu na potrubí je provedeno pomocí flexo trub, které umožňuje přesné usazení anemostatů do podhledů. Odsávaný vzduch s prostoru dvorany prochází přes rekuperační výměník tepla a je vyfukován přes protideštovou žaluzii do okolního prostředí. Přívod vzduchu je z fasády přes protideštovou žaluzii.

## 1.4 Část D – Návrh klimatizace velkých poslucháren (posluchárny č.1 a posluchárny č.2)

Posluchárny jsou jako jediné prostory v 1NP klimatizovány. Pro výpočet klimatizace bylo nutné provést výpočet tepelné zátěže. Na základě těchto výsledků byly navrženy dvě komfortní klimatizační jednotky AeroMaaster XP od firmy Remak a.s., které byly umístěny venku vedle posluchárny. Klimatizační jednotka obsahuje ventilátory, vodní ohřev, přímé chlazení s chladicím médiem R407C, deskový rekuperační výměník tepla, vlhčení, filtraci a tlumič hluku. K potrubí je připojena kruhovými připojovacími hrdly přes pružnou manžetu, aby nedocházelo k přenosu vibrací. Rozvod vzduchu je proveden také potrubím kruhového průřezu. Distribuci vzduchu zajišťují anemostaty, které jsou ke vzduchotechnickému rozvodu opět připojeny pomocí flexo potrubí, a to aby byly přesně namontovány do podhledu. Odvod vzduchu je z jednotky přímo do okolí.

## 2 Výpočet množství větracího vzduchu

Množství větraného vzduchu musí zajistit dostatečnou výměnu vzduchu tak, aby vyhověl hygienickým předpisům. Minimální průtoky vzduchu pro jednotlivé zařízení musí být v souladu s nařízením vlády č.361/2007 Sb, uvedené v tabulce č.2.

### 2.1 Sociální zařízení č.1 a místnost pro personál

Sociální zařízení č.1 v 1NP Fakulty stavební se skládá z toalet pro muže, ženy a invalidy. Spolu se sociálním zařízením odvádíme vzduch i z prostor pro personál, kde se nachází 12 šatních skříněk jedna toaleta, umyvadlo a sprcha.

Tab.č 1 - Počet zařízení

Rozdělení místností	Záchod $n_z$ [ks]	Výlevka $n_v$ [ks]	Umyvadlo $n_u$ [ks]	Pisoár $n_p$ [ks]	Bidet $n_b$ [ks]	Sprcha $n_s$ [ks]	Šatní skříň $n_{\bar{s}}$ [ks]
Muži	3	0	3	8	0	0	0
Ženy	8	0	4	0	1	0	0
Invalidé	2	0	2	0	0	0	0
Šatny	0	0	0	0	0	0	12
Údržba	0	1	0	0	0	0	0
Personál	1	0	1	0	0	1	0



Tab.č 2 - Minimální průtoky vzduchu pro jednotlivá zařízení.

Zařízení	$V_i \left[ \frac{m^3}{h} \right]$
Záchod	50
Výlevka	50
Umyvadlo	30
Pisoár	25
Bidet	50
Sprcha	200
Šatní skříň	20

$$V_{o,soc1} = n_p \cdot V_p + n_z \cdot V_z + n_v \cdot V_v + n_u \cdot V_u + n_b \cdot V_b + n_s \cdot V_s + n_{\check{s}} \cdot V_{\check{s}}$$

$$V_{o,soc1} = 8 \cdot 25 + 14 \cdot 50 + 50 \cdot 1 + 10 \cdot 30 + 1 \cdot 50 + 1 \cdot 200 + 12 \cdot 20 \quad (2.1) \quad \text{Lit.}[1]$$

$$V_{o,soc1} = 1740 \frac{m^3}{h}$$

## 2.2 Sociální zařízení č.2

Sociální zařízení č.1 v 1NP Fakulty stavební se skládá z toalet pro muže a ženy.

Tab.č 3 - Počet zařízení

Rozdělení místností	Záchod $n_z$ [ks]	Umyvadlo $n_u$ [ks]	Pisoár $n_p$ [ks]
Muži	1	1	3
Ženy	3	1	0

$$V_{o,soc2} = n_p \cdot V_p + n_z \cdot V_{zv} + n_u \cdot V_u$$

$$V_{o,soc2} = 3 \cdot 25 + 4 \cdot 50 + 2 \cdot 30 \quad (2.2)$$

$$V_{o,soc2} = 335 \frac{m^3}{h}$$

## 2.3 Vstupní dvorana

Návrh množství vzduchu pro větrání vstupní dvorany bylo navrženo podle doporučené intenzity větrání. Vycházím z doporučené výměny vzduchu pro školy (3-8) / h (lit. [1]). Objem místnosti  $V_d \approx 1624 \text{ m}^3$ , výměnu vzduchu volím 3 / h.

$$V_{o,d} = 1624 \cdot 3 = 4872 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \Rightarrow V_{o,d} = 4950 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (2.3)$$

## 2.4 Návrh množství vzduchu potřebný pro velké posluchárny

Vnitřní prostředí v posluchárnách je klimatizováno. Množství vzduchu podle hygienických norem vychází z doporučeného množství vzduchu na jednoho člověka. Vycházím z potřeby vzduchu pro shromažďovací prostory 30-50  $\text{m}^3 / \text{h}$  (lit.[1]). Bylo zvoleno 30  $\text{m}^3 / \text{h}$  na jednoho posluchače.

$$V_{o,ppr} = 30 \cdot 200 = 6000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (2.4)$$

# 3 Výpočet tepelné zátěže poslucháren

Výpočet tepelné zátěže je proveden dle normy ČSN 73 0548. Z hlediska lepší regulace jednotek a s ohledem na provoz jednotlivých poslucháren byla navržena samostatná klimatizační jednotka pro každou posluchárnu. Posluchárny jsou řazeny mezi dvě přilehlé výškové budovy které posluchárny zastiňují.

## 3.1 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

maximální interní teplota vzduchu  $t_i = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$

doporučená vlhkost vzduchu  $\varphi_i = (40 - 60) \%$

### 3.1.1 Tepelné zisky od osob

- teplota interiérového vzduchu  $t_{\max} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$
- produkce tepla od člověka sedícího, mírně aktivního  $Q_t = 62\text{ W}$  lit. [2]

$$Q_{os} = 6,2 \cdot (36 - t_i) \cdot n \quad (3.1)$$

kde

$t_{i,\max}$  maximální interní teplota vzduchu ( $26^{\circ}\text{C}$ ) [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$n$  počet osob (200 lidí) [1]

$$Q_{os} = 6,2 \cdot (36 - t_i) \cdot n$$

$$Q_{os} = 6,2 \cdot (36 - 26) \cdot 200$$

$$Q_{os} = 12400\text{ W} \quad \text{lit. [2]}$$

### 3.1.2 Tepelné zisky od osvětlení

Tepelné zisky od osvětlení byly určeny dle osvětlené plochy, typu osvětlení a typu pracoviště.

Osvětlená plocha posluchárny:  $S_p = 177,5\text{ m}^2$

Typ pracoviště:

- učebny, posluchárna => Doporučená intenzita osvětlení 250 lx lit. [2]

Odpovídající produkce tepla:

- typ osvětlení zářivky ( $40\text{--}55\text{ } \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ ) => volím produkci tepla:  $Q_t = 18\text{ } \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

$$Q_{sv} = S_p \cdot Q_t$$

$$Q_{sv} = 177,5 \cdot 18 \quad (3.2) \quad \text{lit. [2]}$$

$$Q_{sv} = 3195\text{ W}$$

### 3.1.3 Tepelné zisky od součástí klimatizačního zařízení

Při průchodu vzduchu klimatizačním zařízením prochází vzduch přes ventilátor a jeho pohon. Pohon zajišťuje elektromotor a je umístěn v proudu vzduchu. Proto se mění v teplo celý jeho příkon.

$$Q_v = \frac{V_{pp} \cdot \Delta p_c}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (3.3) \quad \text{lit. [2]}$$

kde

$$V_{pp} \quad \text{průtok vzduchu ventilátorem } 1,66 \frac{m^3}{s} \quad [m^3.s^{-1}]$$

$$\Delta p_c \quad \text{celkový tlak ventilátoru } 650 \text{ Pa} \quad [Pa]$$

$$\eta_m \quad \text{účinnost elektromotoru } 80 \% \quad [\%]$$

$$\eta_v \quad \text{účinnost ventilátoru } 75 \% \quad [\%]$$

Pak:

$$Q_v = \frac{V_{pp} \cdot \Delta p_c}{\eta_m \cdot \eta_v} = \frac{1,66 \cdot 650}{0,8 \cdot 0,75} = 1805 \text{ W}$$

$$V_p = \frac{n \cdot V}{3600} = \frac{200 \cdot 30}{3600} = 1,66 \frac{m^3}{s} \quad (3.4)$$

$\eta_v, \eta_m$  – udává se v katalogu výrobce

### 3.1.4 Celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla:

$$Q_{tzi} = Q_{os} + Q_{sv} + Q_v$$

$$Q_{tzi} = 12400 + 3195 + 1805$$

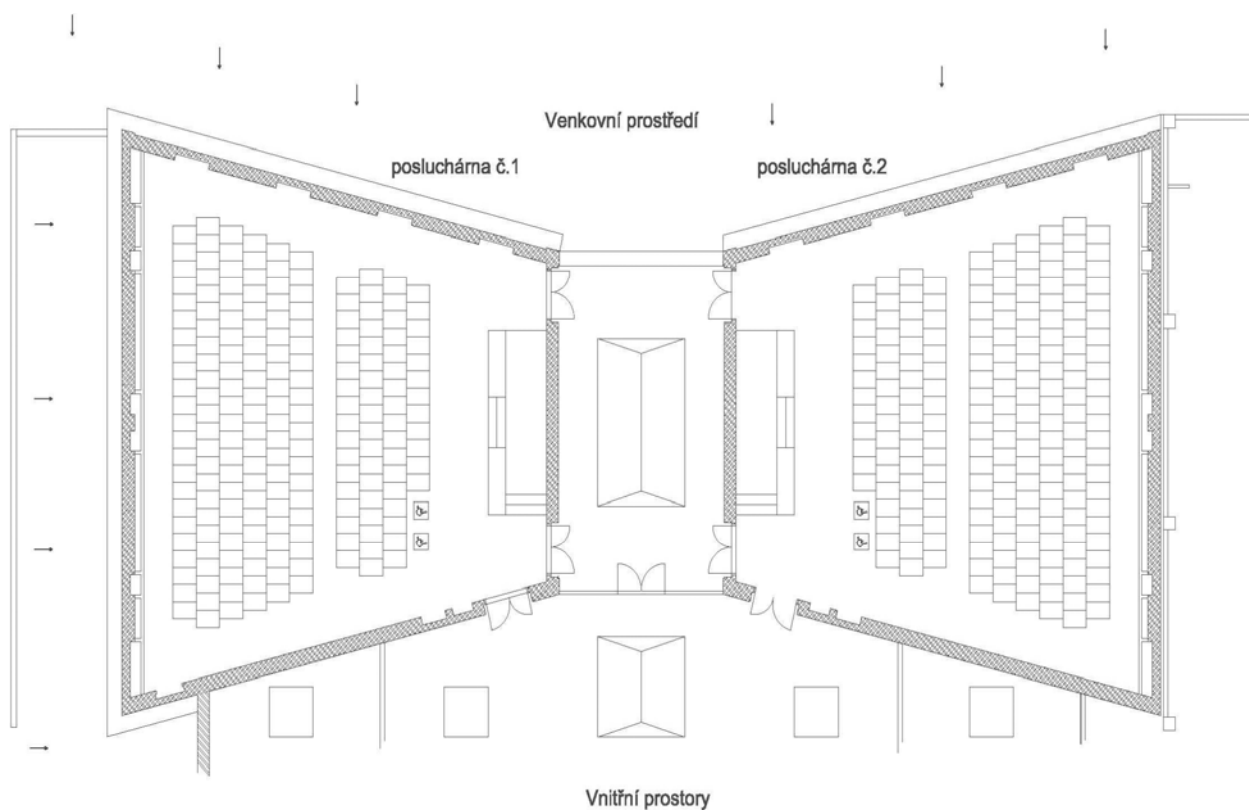
$$Q_{tzi} = 17400 \text{ W}$$

(3.5) lit. [2]

### 3.2 Tepelné zisky od vnějších zdrojů

Výpočet tepelných zisků od vnějších zdrojů se provádí dle normy ČSN 73 0548. Do výpočtu jsou zahrnuty zisky tepla vnějšími stěnami a střechou. Tepelné zisky byly počítány pro každou posluchárnu samostatně poněvadž každá posluchárna je jinak tepelně zatížena a nedá se proto uvažovat stejná teplotní zátěž, podle které by se navrhovala klimatizační zařízení.

Obr. č. 2 – Půdorys poslucháren



Součinitel prostupu tepla pro dané provedení byl určen z doporučených hodnot pro jednotlivé typy konstrukcí stěn a stropu.

- Obvodové stěny  $k_{st} = 0,25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$  lit.[ 2 ]
- Strop  $k_{str} = 0,22 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

### 3.3 Posluchárna č.1

#### 3.3.1 Venkovní obvodová stěna

- patří do skupiny těžkých stěn  $\delta > 0,45\text{m}$

$$S_{st'} = 228,3 \text{ m}^2$$

$$Q_{stř} = k_{stř} \cdot S_{stř} \cdot (t_r - t_i)$$

$$Q_{stř} = 0,22 \cdot 228,1 \cdot (32 - 26) \quad (3.6) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{stř} = 342,45 \text{ W}$$

$$k \quad \text{součinitel prostupu tepla stěnou} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

$$S_{st'} \quad \text{plocha stěn} \quad [\text{m}^2]$$

$$t_r \quad \text{průměrná rovníocenná teplota} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$t_i \quad \text{max. teplota interiéru} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

#### 3.3.2 Prostup tepla střechou

- patří do skupiny těžkých stěn  $\delta > 0,45\text{m}$

$$S_{stř} = 220,1 \text{ m}^2$$

$$Q_{stř} = k_{stř} \cdot S_{stř} \cdot (t_r - t_i)$$

$$Q_{stř} = 0,22 \cdot 220,1 \cdot (32 - 26) \quad (3.7) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{stř} = 352,16 \text{ W}$$

$$k_{stř} \quad \text{součinitel prostupu tepla střechou} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

$$S_{stř} \quad \text{plocha střechy} \quad [\text{m}^2]$$

$$t_r \quad \text{rovníocenná sluneční teplota} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$t_i \quad \text{max. teplota interiéru} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

#### 3.3.3 Celkové tepelné zisky od vnějších zdrojů tepla

$$Q_{tz,e} = Q_{sn} + Q_{stř}$$

$$Q_{tz,e} = 342,45 + 352,16 \quad (3.8) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{tz,e} = 694,61 \text{ W}$$

**3.3.4 Celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru posluchárny č.1**

$$Q_{tz,c} = Q_{tzi} + Q_{tze}$$

$$Q_{tz,c} = 17400 + 695 \quad (3.9) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{tz,c} = 18095 \text{ W}$$

**3.4 Posluchárna č.2****3.4.1 Venkovní obvodová stěna**

- patří do skupiny těžkých stěn  $\delta > 0,45\text{m}$
- $S_{st'} = 85,125 \text{ m}^2$

$$Q_{stř} = k_{stř} \cdot S_{stř} \cdot (t_r - t_i)$$

$$Q_{stř} = 0,25 \cdot 85,125 \cdot (32 - 26) \quad (3.10) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{stř} = 127,68 \text{ W}$$

$K$	součinitel prostupu tepla stěnou	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot K}]$
$S_{st'}$	plocha stěn	$[\text{m}^2]$
$t_r$	rovnocenná teplota	$[^{\circ}\text{C}] \quad \text{lit. [ 1 ]}$
$t_i$	teplota interiéru	$[^{\circ}\text{C}]$

**3.4.2 Prostup tepla střechou**

- $S_{stř} = 220,1 \text{ m}^2 \quad (3.11) \quad \text{lit. [ 1 ]}$

$$Q_{stř} = k_{stř} \cdot S_{stř} \cdot (t_r - t_i)$$

$$Q_{stř} = 0,22 \cdot 220,1 \cdot (32 - 26)$$

$$Q_{stř} = 352,16 \text{ W}$$

$k_{stř}$	součinitel prostupu tepla střechou	$[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot K}]$
$S_{stř}$	plocha střechy	$[\text{m}^2]$
$t_r$	rovnocenná sluneční teplota	$[^{\circ}\text{C}] \quad \text{lit. [ 1 ]}$
$t_i$	teplota interiéru	$[^{\circ}\text{C}]$

**3.4.3 Celkové tepelné zisky od vnějších zdrojů tepla**

$$Q_{tz,e} = Q_{sn} + Q_{stř}$$

$$Q_{tz,e} = 127,68 + 352,16 \quad (3.12) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{tz,e} = 479,85 \quad \text{W}$$

**3.4.4 Celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru posluchárny č.2**

$$Q_{tz,c} = Q_{tz,i} + Q_{tz,e}$$

$$Q_{tz,c} = 17400 + 479,85 \quad (3.13) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$Q_{tz,c} = 17879,25 \quad \text{W} \approx 18 \quad \text{kW}$$

**4 Výpočet objemových průtoků pro posluchárny**

Průtok vnějšího čerstvého vzduchu do posluchárny podle minimálního hygienického množství čerstvého vzduchu pro shromažďovací prostory.

$$V_{os} = 30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad \text{lit. [1]}$$

$$V_h = n \cdot V_{os} = 200 \cdot 30 = 6000 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.1)$$

Průtok odváděného vzduchu z posluchárny je roven přiváděnému.

$$V_{od} = V_h = 6000 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.2)$$

**4.1 Celkový průtok vzduchu pro posluchárnu č.1****4.1.1 Stanovení průtoku vzduchu z obecného vzorce**

$$Q_{tz,c} = V_p \cdot \rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p \quad (4.3) \quad \text{lit. [ 1 ]}$$

$$V_p = \frac{Q_{tz,c}}{(\rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p)} \quad (4.4)$$

kde

$$Q_{tz,c} \quad \text{celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru} \quad [\text{W}]$$

$$\rho_{vz} \quad \text{hustota vzduchu} \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$c_{vz} \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu} \quad \left[ \frac{\text{J} \cdot \text{kg}}{\text{K}} \right]$$

$$\Delta t_p \quad \text{pracovní rozdíl teplot} \quad [\text{K}]$$



(volí se dle způsobu distribuce vzduchu - vířivé anemostaty=>  $\Delta t_p = 8K$ )

Poté

$$V_{p1} = \frac{Q_{tz,c}}{(\rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p)}$$

$$V_{p1} = \frac{18095}{(1,2 \cdot 1010 \cdot 8)} \quad (4.5)$$

$$V_{p1} = 1,866 \frac{m^3}{s} = 6718,44 \frac{m^3}{h}$$

$$V_{p1} = 6718,44 \frac{m^3}{h} \Rightarrow 6760 \frac{m^3}{h}$$

Na toto množství přiváděného vzduchu bylo navrženo klimatizační zařízení pro klimatizaci posluchárny č.1. Je-li celkový tepelný zisk posluchárny  $Q_{tz,c} = 18095W$  Byla stanovena teplota přívodního vzduchu

$$\Delta t = \frac{Q_{tz,c} \cdot 3600}{(\rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot V_{p2})}$$

$$\Delta t = \frac{18095 \cdot 3600}{(1,2 \cdot 1010 \cdot 6760)}$$

$$\Delta t = 7,95 \text{ K} \quad (4.6) \quad \text{lit. [2]}$$

$$\Delta t = t_i - t_p = t_i - \Delta t$$

$$t_p = 26 - 7,95$$

$$t_p = 18 \text{ } ^\circ C$$

#### 4.1.2 Určení průtoku vzduchu z bilance vlhkosti

Produkce vlhkosti od osob

pro osoby sedící, mírně aktivní:  $t_i = 26 \text{ } ^\circ C \Rightarrow M_{p,os} = 116 \text{ g.hod}^{-1}$  lit.[2]

Pro 200 lidí:

$$M_{p1} = M_{p,os} \cdot n$$

$$M_{p1} = 116 \cdot 200 \quad (4.7) \quad \text{lit. [2]}$$

$$M_{p1} = 23200 \frac{g}{h} = 6,44 \frac{g}{s}$$

Určení změny měrné vlhkosti

$$\Delta x_{os,p1} = \frac{M_{p,os}}{V_p \cdot \rho_{vz}}$$

$$\Delta x_{os,p1} = \frac{6,44}{1,866 \cdot 1,2} \quad (4.8) \quad \text{lit. [2]}$$

$$\Delta x_{os,p1} = 2,87 \frac{g}{kg_{sv}}$$

Kontrola průtoku vzduchu podle vlhkosti

$$V_{p1} = \frac{M_{p,os}}{\Delta x_{os,p1} \cdot \rho_{vz}}$$

$$V_{p1} = \frac{6,44}{2,87 \cdot 1,2} \quad (4.9) \quad \text{lit. [2]}$$

$$V_{p1} = 1,869 \frac{m^3}{s} = 6731,7 \frac{m^3}{h}$$

$$V_{p1} = 6760 \frac{m^3}{h} > 6731,7 \frac{m^3}{h}$$

## 4.2 Celkový průtok vzduchu pro posluchárnu č.2

### 4.2.1 Stanovení průtoku vzduchu z obecného vzorce

$$Q_{tz,c} = V_p \cdot \rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p \quad (4.10) \quad \text{lit. [2]}$$

$$V_p = \frac{Q_{tz,c}}{(\rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p)} \quad (4.11)$$

kde:

$$Q_{tz,c} \quad \text{celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru} \quad [W]$$

$$\rho_{vz} \quad \text{hustota vzduchu} \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_{vz} \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu} \quad \left[ \frac{J \cdot kg}{K} \right]$$

$$\Delta t_p \quad \text{pracovní rozdíl teplot} \quad [K]$$

(volí se dle způsobu distribuce vzduchu - vířivé anemostaty=>  $\Delta t_p = 8K$ )

Poté

$$V_{p2} = \frac{Q_{tz,c}}{(\rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p)}$$

$$V_{p2} = \frac{17879,85}{(1,2 \cdot 1010 \cdot 8)} \quad (4.12)$$

$$V_{p2} = 1,844 \frac{m^3}{s} = 6638,55 \frac{m^3}{h}$$

$$V_{p2} = 6638,55 \frac{m^3}{h} \Rightarrow 6640 \frac{m^3}{h}$$

Na toto množství přiváděného vzduchu bylo navrženo klimatizační zařízení pro klimatizaci posluchárny č.2..

#### 4.2.2 Určení průtoku vzduchu z bilance vlhkosti

Produkce vlhkosti od osob pro osoby sedící, mírně aktivní

$$t_i = 26^\circ C \Rightarrow M_{p,os} = 116 \text{ g.hod}^{-1} \quad \text{lit. [2]}$$

Pro 200 lidí:

$$M_{p1} = M_{p,os} \cdot n$$

$$M_{p1} = 116 \cdot 200 \quad (4.13) \quad \text{lit. [2]}$$

$$M_{p1} = 23200 \frac{g}{h} = 6,44 \frac{g}{s}$$

Určení změny měrné vlhkosti

$$\Delta x_{os,p1} = \frac{M_{p,os}}{V_p \cdot \rho_{vz}}$$

$$\Delta x_{os,p1} = \frac{6,44}{1,844 \cdot 1,2} \quad (4.14) \quad \text{lit. [2]}$$

$$\Delta x_{os,p1} = 2,91 \frac{g}{kg_{sv}}$$

Kontrola průtoku vzduchu podle vlhkosti

$$V_{p1} = \frac{M_{p,os}}{\Delta x_{os,p1} \cdot \rho_{vz}}$$

$$V_{p1} = \frac{6,44}{2,91 \cdot 1,2} \quad (4.15) \quad \text{lit. [2]}$$

$$V_{p1} = 1,844 \frac{m^3}{s} = 6639,17 \frac{m^3}{h}$$

$$V_{p1} = 6640 \frac{m^3}{h} > 6639,17 \frac{m^3}{h}$$

Navrhovaný objemový průtok vzduchu vyhovuje jak pro odvedení vlhkosti produkované osobami, tak pro odvod celkové tepelné zátěže. Tepelné ztráty obou poslucháren jsou v zimních měsících kryty ústředním topením. Proto nebylo nutné provádět výpočet tepelných ztrát pro zimní období.

## 5 Návrh chlazení vzduchu

V klimatizační jednotce je zabudován přímý chladič, tzn. že povrchová teplota chladiče je nižší než teplota rosného bodu chlazeného vzduchu. To má za následek kondenzaci vodní páry na povrchu chladiče, čímž dochází k vysoušení vzduchu.

Pro výpočet chladicího výkonu se vychází z celkových tepelných zisků klimatizovaného prostoru, ke kterému byl připočítán chladicí výkon potřebný k ochlazení vzduchu.

### 5.1 Chladicí výkon potřebný k ochlazení vzduchu posluchárny č.1

$\Delta h \text{ [J/kg]}$  změna entalpie chlazeného vzduchu

$m \text{ [kg/s]}$  hmotnostní průtok vzduchu

Entalpie při teplotě vzduchu 18°C.....38  $\frac{J}{kg}$

Entalpie při teplotě vzduchu 32°C.....55  $\frac{J}{kg}$

Průtok vzduchu 6760  $\frac{m^3}{h}$

Hustota vzduchu 1,2  $\frac{kg}{m^3}$

$$Q_{vp1} = m \cdot \Delta h$$

$$Q_{vp1} = \frac{6760}{3600} \cdot 1,2 \cdot (55 - 38) = 38300 \text{ W} \quad (5.1) \quad \text{lit. [3]}$$

Celkový chladicí výkon

$$Q_{cp1} = Q_{vp1} + Q_{tzc}$$

$$Q_{cp1} = 38300 + 18095 \quad (5.2) \quad \text{lit. [3]}$$

$$Q_{cp1} = 56395 \text{ W} \approx 56,5 \text{ kW}$$

## 5.2 Chladicí výkon potřebný k ochlazení vzduchu posluchárny č.2

$\Delta h [J / kg]$  změna entalpie chlazeného vzduchu

$m [kg / s]$  hmotnostní průtok vzduchu

Entalpie při teplotě vzduchu  $18^\circ C$  .....  $38 J / kg$

Entalpie při teplotě vzduchu  $32^\circ C$  .....  $55 J / kg$

Průtok vzduchu .....  $6640 \frac{m^3}{h}$

Hustota vzduchu .....  $1,2 kg / m^3$

$$Q_v = m \cdot \Delta h$$

$$Q_v = \frac{6640}{3600} \cdot 1,2 \cdot (55 - 38) = 37650 W \quad (5.3) \quad \text{lit. [3]}$$

Celkový chladicí výkon:

$$Q_{cp2} = Q_{vp2} + Q_{tzc}$$

$$Q_{cp1} = 37650 + 18000 \quad (5.4) \quad \text{lit. [3]}$$

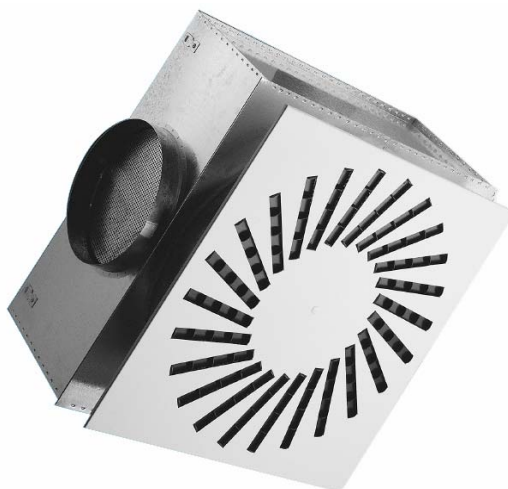
$$Q_{cp1} = 55650 W = 55,7 kW$$

Výkon zdroje chladu je stanoven podle požadované potřeby chladu. Kapacita chladicí jednotky zohledňuje vázané teplo, tzn. část chladicího výkonu se spotřebuje pro kondenzaci vodní páry obsažené v nasávaném čerstvém vzduchu.

## 6 Návrh distribučních prvků

Pro distribuci vzduchu v prostorách vstupní dvorany byly použity vířivé vyústě VVM od firmy Mandík a.s. Anemostaty jsou ručně přednastavitelné vyústě s lopatky pro odklon proudu vzduchu umožňující optimální usměrnění výtokového proudu vzhledem k potřebám větraných prostor. Zajišťují intenzivní promísení se vzduchem ve větraném prostoru, čímž je dosaženo podstatného snížení rychlosti a teploty vzduchu. Tyto vířivé vyústě jsou vyhovující do prostoru s výškou od cca 2,6 do 4 m. Byly zvoleny vyústě se čtvercovou čelní deskou a kruhovými přípojovacími hrdly. Připojovací skříň obsahuje regulační klapu. Připojení na vzduchovod je horizontální a je zajištěno pomocí ohebného potrubí flexo, které umožňují propojení nesouosých prvků vzduchotechnického potrubí, a také přesné usazení do podhledu v místnosti.

Obr. č. 3 – Vyústě s vířivým výtokem vzduchu VVM



Pro přívod a odvod vzduchu v posluchárnách byla zvolena vířivá vyústě ALCM také od firmy Mandík a.s.. Anemostaty mají výtokové plochy z pevných profilových lamel vodorovné konstrukce. Ta zajišťuje rovnoměrné proudění vzduchu do všech směrů.

Obr. č. 4 – Vyúst' s vířivým výtokem vzduchu ALCM



## 6.1 Návrh vyústě pro dvoranu

### 6.1.1 Vyústě pro přívod vzduchu

Množství přiváděného vzduchu  $V_{p,d} = 7650 \frac{m^3}{h}$

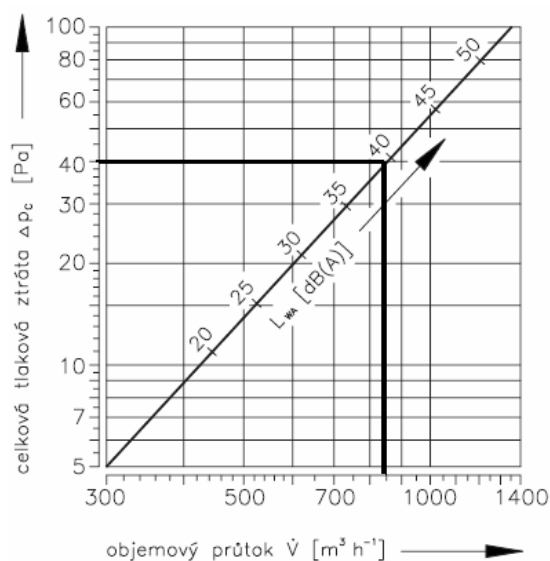
Počet vyústí  $n = 9$

Množství vzduchu na jednu vyúst'  $V_{p,v} = \frac{V_{p,d}}{n} = \frac{7650}{9} = 850 \frac{m^3}{h}$  (6.1)

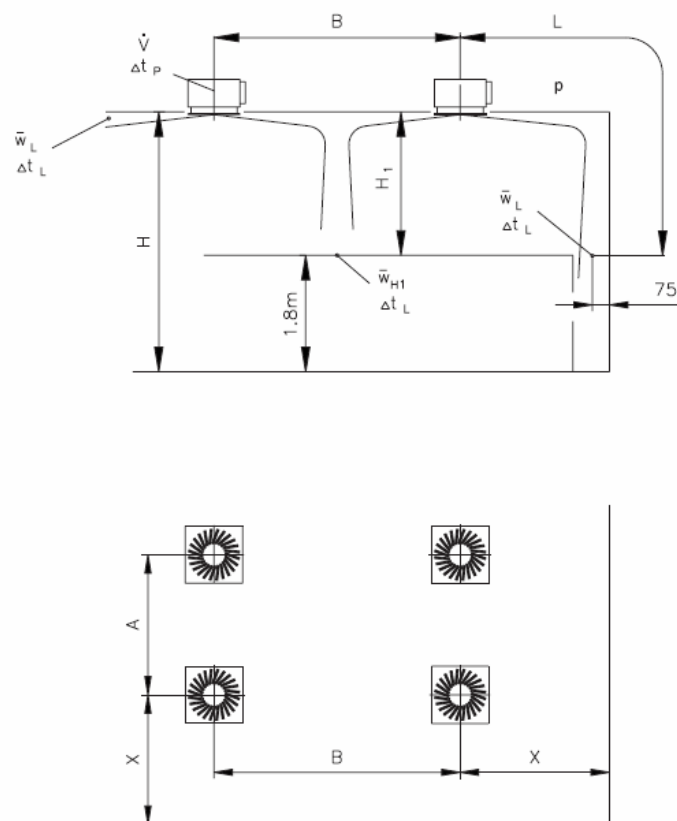
Byla zvolena vyúst' VVM600/C/V/P/48 z katalogu firmy Mandík a.s.

Tlaková ztráta vyústě VVM 600x48 lamel je 40Pa a byla odečtena z grafu č. 1.

Graf č. 1 - Tlaková ztráta a akustický výkon pro vel. 600



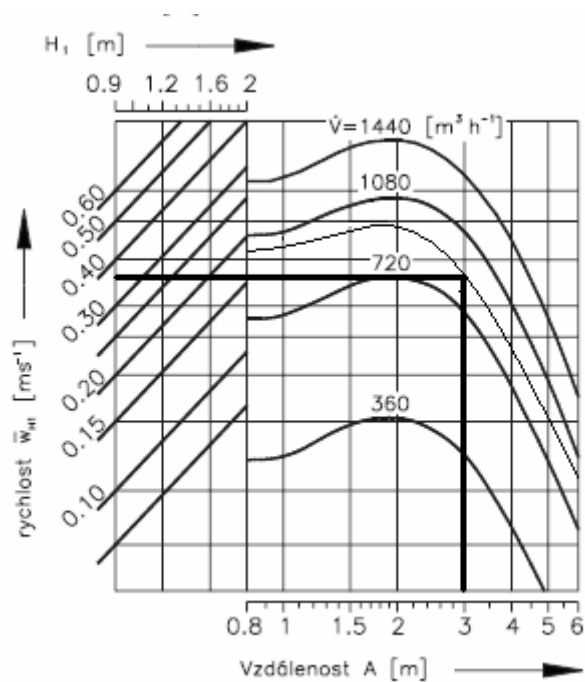
Obr. č. 5 – Schéma výpočtového návrhu



$\dot{V}$ [m³.h⁻¹]	objemový průtok vzduchu pro jednu výúst
$\Delta p_c$ [Pa]	celková tlaková ztráta při $\rho = 1.2 \text{ kg.m}^{-3}$
$L_{WA}$ [dB(A)]	hladina akustického výkonu
A, B [m]	vzdálenost mezi dvěma výústěmi
H [m]	výška od stropu - od 2,6 do 4,0 m
H <sub>1</sub> [m]	vzdálenost mezi stropem a zónou pobytu
L [m]	vodorovná + svislá vzdálenost (X + H <sub>1</sub> )
$\bar{w}_{H1}$ [m.s⁻¹]	střední rychlost proudění vzduchu mezi dvěma výústěmi ve vzdálenosti H <sub>1</sub>
$\bar{w}_L$ [m.s⁻¹]	střední rychlost proudění vzduchu na stěně
$\Delta t_p$ [K]	rozdíl mezi teplotou přiváděného vzduchu a teplotou vzduchu v místnosti
$\Delta t_L$ [K]	rozdíl mezi teplotou vzduchu v ose proudu v délce L a teplotou vzduchu v místnosti
vzdálenost	$L = A/2 + H_1$
případně	$L = B/2 + H_1$
případně	$L = X + H_1$



Graf č. 2 – Rychlost proudění vzduchu pro vel. 600



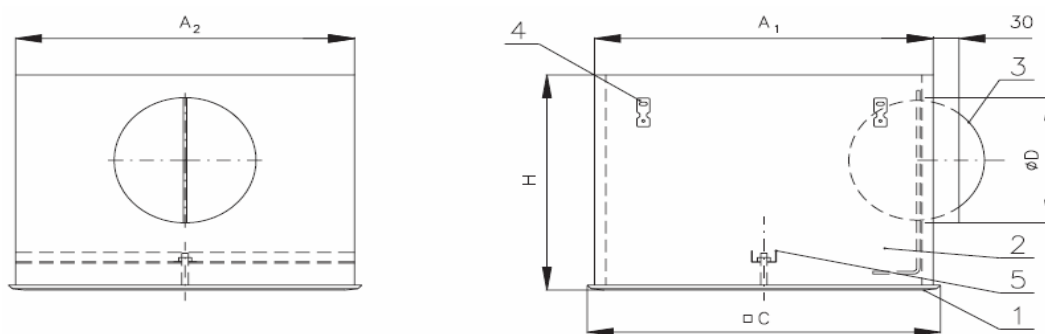
Vzdálenost mezi dvěma vyústěmi je  $A = 3\text{m}$

Vzdálenost mezi stropem a zónou pohybu je  $H_1 = 0,9\text{m}$

Z grafu č.2 jsem odečetl střední rychlost proudění vzduchu v vzdálenosti  $H_1$ .

$$w_{H1} = 0,37 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obr č. 6 – Připojení vodorovné přes připojovací skříň



Pozice:

1. Čelní deska
2. Připojovací skříň
3. Regulační klapka
4. Zavěšovací úchyty
5. Přička

### 6.1.2 Vyústě pro odvod vzduchu

Množství přiváděného vzduchu  $V_{p,d} = 4950 \frac{m^3}{h}$

Počet vyústí  $n = 9$

Množství vzduchu na jednu vyúst'  $V_{p,v} = \frac{V_{p,d}}{n} = \frac{4950}{9} = 550 \frac{m^3}{h}$  (6.2)

Byla zvolena vyúst' VVM600/C/V/O/24 z katalogu firmy Mandík a.s

Tlaková ztráta vyústě VVM 600x24 lamel je 22 Pa a byla odečtena z grafu č. 1.

Vzdálenost mezi dvěma vyústěmi je  $A = 6m$

Vzdálenost mezi stropem a zónou pohybu je  $H_1 = 0,9m$

Z grafu č.2 byla odečtena střední rychlost proudění vzduchu ve vzdálenosti  $H_1$ .

$w_{H1} = 0,12 \frac{m}{s}$

## 6.2 Návrh vyústě pro posluchárny

### 6.2.1 Vyústě pro přívod a odvod vzduchu do posluchárny č.1

Množství přiváděného vzduchu  $V_{p,p1} = 6760 \frac{m^3}{h}$

Počet vyústí  $n = 8$

Množství vzduchu na jednu vyúst'  $V_{p,v} = \frac{V_{p,p1}}{n} = \frac{6760}{8} = 845 \frac{m^3}{h}$  (6.3)

Byl zvolen amenostat ALCM600/- /P/R z katalogu firmy Mandík a.s.

Tlaková ztráta vyústě v základním provedení je 13Pa a byla odečtena z grafu č. 3.

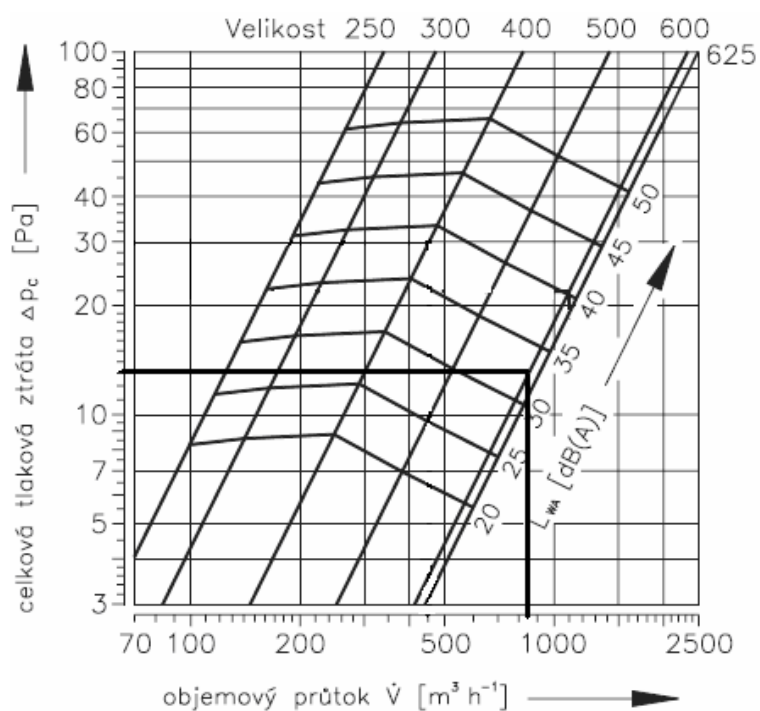
Vzdálenost mezi dvěma vyústěmi je  $A = 2,5m$

Vzdálenost mezi stropem a zónou pohybu je  $H_1 = 1,7m$

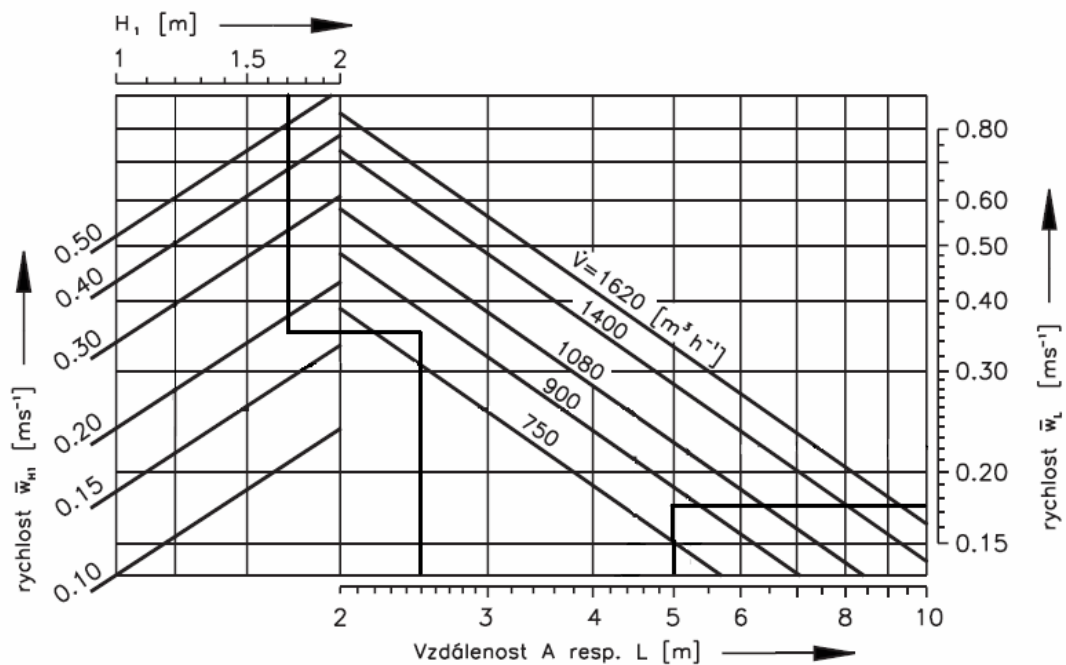
Z grafu č.4 jsem odečetl střední rychlost proudění vzduchu v vzdálenosti  $H_1$ .

$w_{H1} = 0,18 \frac{m}{s}$

Graf č. 3 – Akustický výkon a tlakové ztráty pro vel. 600



Graf č. 4 - Rychlost proudění vzduchu pro vel. 600



### 6.2.2 Vyústě pro přívod a odvod vzduchu do posluchárny č.2

Množství přiváděného vzduchu  $V_{p,p1} = 6640 \frac{m^3}{h}$

Počet vyústí  $n = 8$

Množství vzduchu na jednu vyúst'  $V_{p,v} = \frac{V_{p,p1}}{n} = \frac{6640}{8} = 830 \frac{m^3}{h}$  (6.4)

S katalogu firmy Mandík a.s. byl zvolen amenostat ALCM 400/- /O/R

Tlaková ztráta vyústě základního provedení je 13 Pa a byla odečtena z grafu č. 3.

Vzdálenost mezi dvěma vyústěmi je  $A = 2,5m$

Vzdálenost mezi stropem a zónou pohybu je  $H_1 = 1,7m$

Z grafu č. 4 byla odečtena střední rychlost proudění vzduchu v vzdálenosti  $H_1$ .

$w_{H1} = 0,16 \frac{m}{s}$

### 6.3 Návrh vyústě pro sociální zařízení a místnosti pro personál

Odvod znečištěného vzduchu z prostor sociálních zařízení je řešen pomocí plastových ventilů ELF a ELK od firmy Multivac a.s. Ventily jsou konstruovány s ohledem na dosažení nízké hlučnosti a tlakové ztráty. Průtok vzduchu je možné nastavit středovým otočným diskem. Ventil se usazuje pomocí plochých pružin do zděře. Z jedné strany je na zděř připojen ventil a z druhé ohebné flexo potrubí, které je pomocí ocelové pásky stáhnuto ke zděři.

Obr. č. 7 – Talířový ventil



ELF



ELK

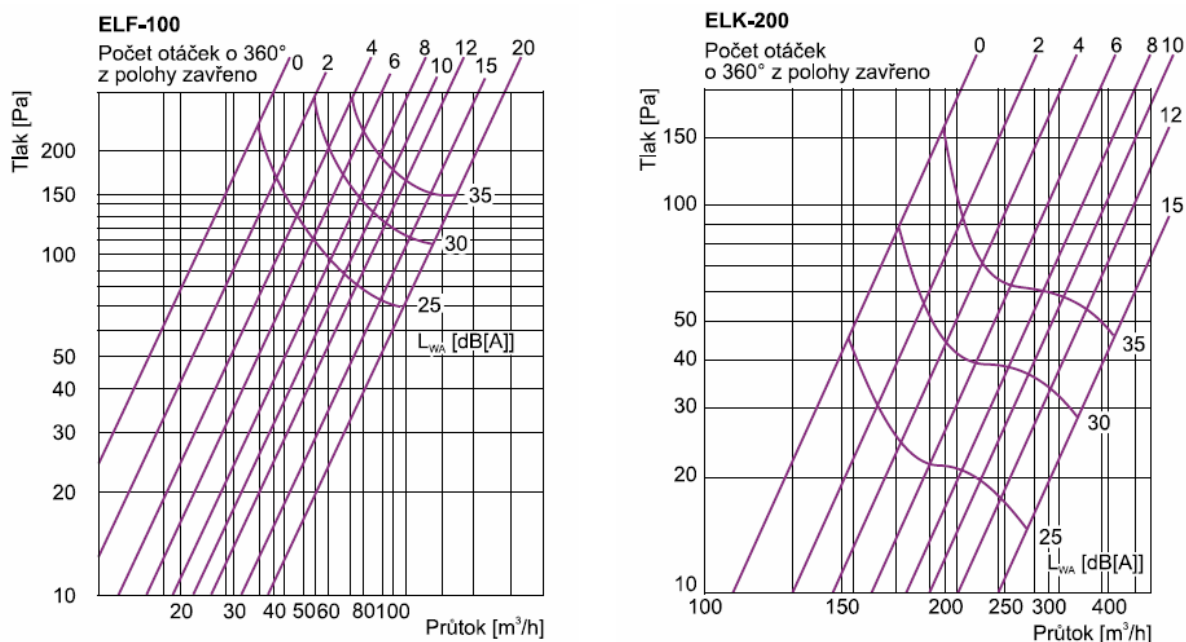
## 6.4 Návrh jednotlivých ventilů soc. zařízení č.1 a místnosti pro personál

Množství odváděného vzduchu je  $V_{o,soc1} = 1740 \frac{m^3}{h}$

Počet ventilů ELF  $n_{ELF} = 22$  a počet ventilů ELK  $n_{ELK} = 2$

Množství vzduchu na jeden ventil je různé, je dáno počtem zařízení v odsávaném prostoru. Je odsáváno 30, 50, 80, 90  $\frac{m^3}{h}$  ventilem ELF100 a 130, 240  $\frac{m^3}{h}$  ventilem ELK200

Graf č. 5 – Určení tlakových ztrát a akustické hladiny zvuku



Tlaková ztráta je závislá na otevření ventilu. Ten je dán počtem otáček z polohy zavřeno. Pro ventil ELF100 bylo zvoleno 10 otáček pro průtoky vzduchu 30, 50  $\frac{m^3}{h}$  z polohy zavřeno a pro průtoky vzduchu 80, 90  $\frac{m^3}{h}$  bylo zvoleno 20 otáček. Výsledné tlakové ztráty byly odečteny z grafu č. 5 a výsledný tlak je uveden v tab. č. 4.

Tab. č. 4 – Tlakové ztráty ventilu

ELF100 - 10 otáček		ELF100 - 20 otáček	
Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]	Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]
30	18	80	38
50	50	90	60

Pro ventil ELK200 bylo zvoleno 0 otáček pro průtoky vzduchu  $130 \frac{m^3}{h}$  z polohy zavřeno, pro průtoky vzduchu  $240 \frac{m^3}{h}$  bylo zvoleno 10 otáček. Výsledné tlakové ztráty byly odečteny z grafu č.5 a výsledný tlak je uveden v tab. č.5.

Tab. č. 5 – Tlakové ztráty ventilu ELK200

ELK200 - 0 otáček		ELK200 - 10 otáček	
Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]	Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]
130	22	240	23

## 6.5 Návrh jednotlivých ventilů sociálního zařízení č.2

Množství odváděného vzduchu je  $V_{o,soc2} = 335 \frac{m^3}{h}$

Počet ventilů ELF  $n_{ELF} = 8$

Množství vzduchu na jeden ventil je různé, je dáno počtem zařízení v odsávaném prostoru. Je odsáváno 25, 30, 50  $\frac{m^3}{h}$  ventilem ELF100. Tlaková ztráta je závislá na otevření ventilu, ten je dán počtem otáček z polohy zavřeno. Pro ventil ELF100 bylo zvoleno 8 otáček pro průtok vzduchu  $25 \frac{m^3}{h}$ , pro průtoky vzduchu  $30 \frac{m^3}{h}$  bylo zvoleno 10 otáček a pro průtok  $50 \frac{m^3}{h}$  bylo zvoleno 20 otáček z polohy zavřeno. Výsledné tlakové ztráty byly odečteny z grafu č. 5 a výsledný tlak je uveden v tab. č. 6.

Tab. č. 6 – Tlakové ztráty ventilu ELF100

ELF100 - 8 otáček		ELF100 - 10 otáček		ELF100 - 20 otáček	
Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]	Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]	Objem vzduchu [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	Tlaková ztráta [Pa]
25	17	30	18	50	18

## 7 Návrh potrubí

Vzduchovod je zařízení, které slouží jako rozvod vzduchu a představuje důležitou část větracích a klimatizačních zařízení. Potrubní síť byla rozdělena na hlavní větve a jednotlivé úseky. Větev která měla největší tlakovou ztrátu byla zvolena jako hlavní. Na tuto hlavní větev se napojují odbočky. Při aerodynamickém výpočtu vzduchovodu se vychází z požadovaného průtoku vzduchu a vhodně zvolené rychlosti vzdušiny ve vzduchovodu.

Rychlost vzduchu byla určena z doporučené rychlosti proudění při nuceném větrání pro nízkotlaké větrání a klimatizaci. Rychlost vždy klesá směrem od ventilátoru ke konci potrubí.

Při výpočtu potrubí se postupovalo od nejvzdálenějšího úseku směrem k ventilátoru (lit.[1]). K určení tlakového spádu byla zvolena rychlost na začátku potrubí u ventilátoru a na konci potrubí z doporučených hodnot (lit.[2]). Tlakový spád byl určen z doporučených hodnot pro nízkotlaké rozvody (lit.[2]).

### 7.1 Typ potrubí

Pro přívod i odvod vzduchu bylo zvoleno kruhové potrubí spiro z pozinkového plechu od firmy Multivac s.r.o. Spojování potrubí se provádělo pomocí vsuvek z gumového těsnění a samopřeznými šrouby SCR. Vzduchovod je zavěšen na kovových objímkách připevněných ke stropu místnosti tyčemi M8 a zajištěny matkou SBOG.

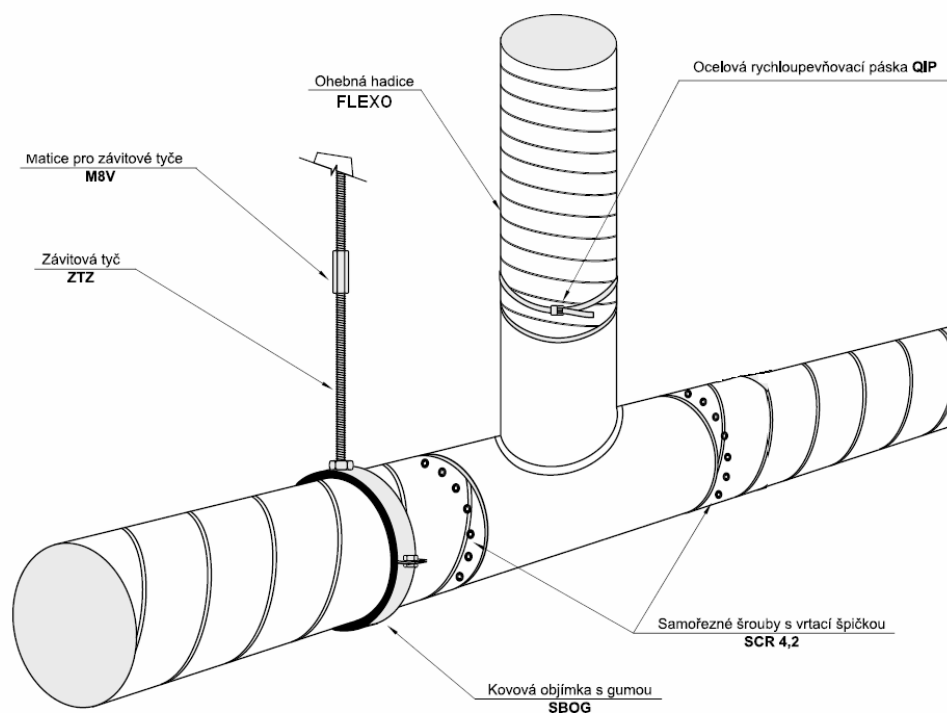
Obr. č. 8 – Potrubí spiro



Obr. č. 9 – Flexo potrubí



Obr. č. 10 – Příklad spojování potrubí spiro





## 7.2 Návrh potrubí pro sociální zařízení č.1 a místnosti pro personál

Pro výpočet potrubí byla zvolena rychlost vzduchu za ventilátorem a na konci hlavní větve vzduchovodu. Následně byly vypočítány konstanty  $n$ ,  $m$  se kterými byl vypočten předběžný průměr potrubí a skutečná rychlost v průřezu potrubí. Tento průměr potrubí byl upraven dle katalogu výrobce potrubí a byla znovu přepočtena rychlost v příslušném průřezu potrubí.

Příklad výpočtu pro první řádek tabulky č. 7

- Rychlost  $w_n = 4 \frac{m}{s}$
- Rychlost  $w_1 = 2 \frac{m}{s}$
- Průtok  $V_n = 1740 \frac{m^3}{h} = 0,483 \frac{m^3}{s}$
- Průtok  $V_1 = 240 \frac{m^3}{h} = 0,066 \frac{m^3}{s}$

Výpočet konstant ze vztahů:

$$n = \frac{\log \frac{w_n}{w_1}}{\log \frac{V_n}{V_1}} = \frac{\log \frac{4}{2}}{\log \frac{0,4833}{0,0666}} = 0,35 \quad (7.1) \quad \text{lit.}[1]$$

$$m = \frac{w_n}{V_n^n} = \frac{4}{0,4833^{0,35}} = 5,15 \quad (7.2) \quad \text{lit.}[1]$$

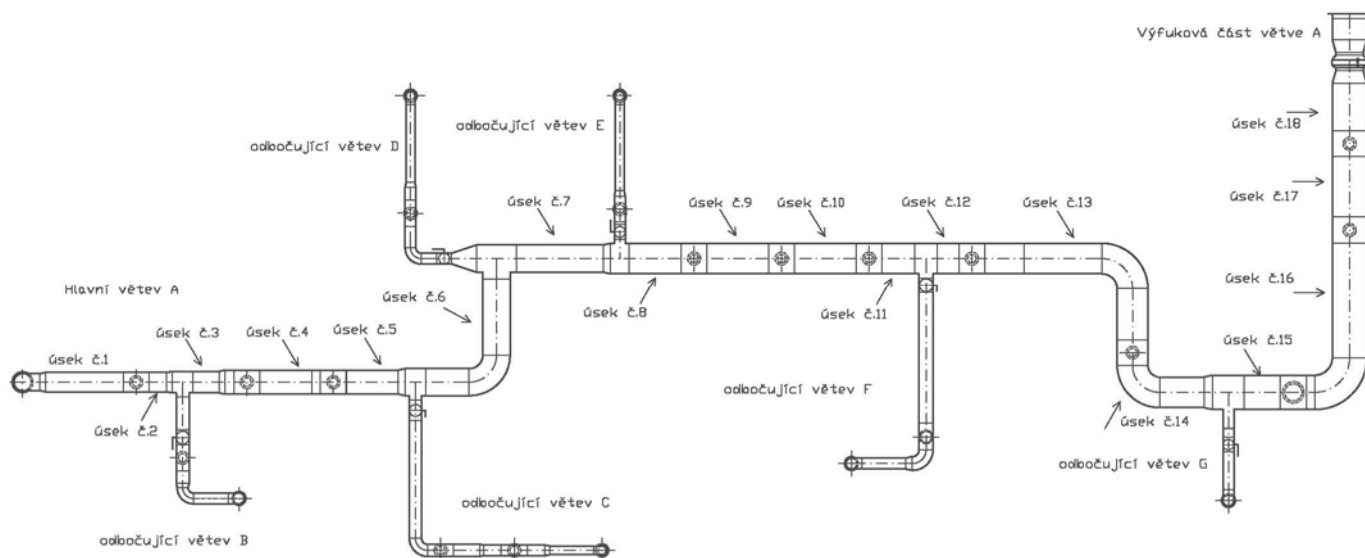
$$w_1 = m \cdot V_1^n = 5,15 \cdot 0,0666^{0,35} = 2 \frac{m}{s} \quad (7.3) \quad \text{lit.}[1]$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot w_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0666}{\pi \cdot 2}} = 0,206m \quad (7.4) \quad \text{lit.}[1]$$

$$d_{1,skut} = 0,225m$$

$$w_{1,skut} = \frac{V_1}{S} = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,066}{\pi \cdot 0,0225^2} = 1,68 \frac{m}{s} \quad (7.5) \quad \text{lit.}[1]$$

Obr. č. 11 – Schéma hlavní větve A s vyznačenými úseky pro soc. zařízení č.1



Tab. č. 7 – Výpočet průměrů a rychlostí hlavní větve A

Větev A	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	240	2,000	0,206	225	1,68
2	270	2,084	0,214	225	1,89
3	400	2,391	0,243	250	2,26
4	600	2,756	0,277	280	2,71
5	650	2,834	0,285	280	2,93
6	800	3,048	0,305	315	2,85
7	900	3,176	0,317	315	3,21
8	1000	3,295	0,328	355	2,81
9	1050	3,352	0,333	355	2,95
10	1100	3,407	0,338	355	3,09
11	1150	3,460	0,343	355	3,23
12	1330	3,641	0,359	355	3,73
13	1380	3,688	0,364	355	3,87
14	1430	3,735	0,368	355	4,01
15	1510	3,806	0,375	400	3,34
16	1640	3,918	0,385	400	3,63
17	1690	3,959	0,389	400	3,74
18	1740	4,000	0,392	400	3,85

Tab. č. 8 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve

Větev B	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	80	1,362	0,144	125	1,81
2	130	1,614	0,169	150	2,04

Tab. č. 9 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve C

Větev c	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	50	1,155	0,124	100	1,77
2	100	1,472	0,155	125	2,26
3	150	1,697	0,177	140	2,71

Tab. č. 10 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve D-E

Větev D-E	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	50	1,155	0,124	100	1,77
2	100	1,472	0,155	125	2,26

Tab. č. 11 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve F

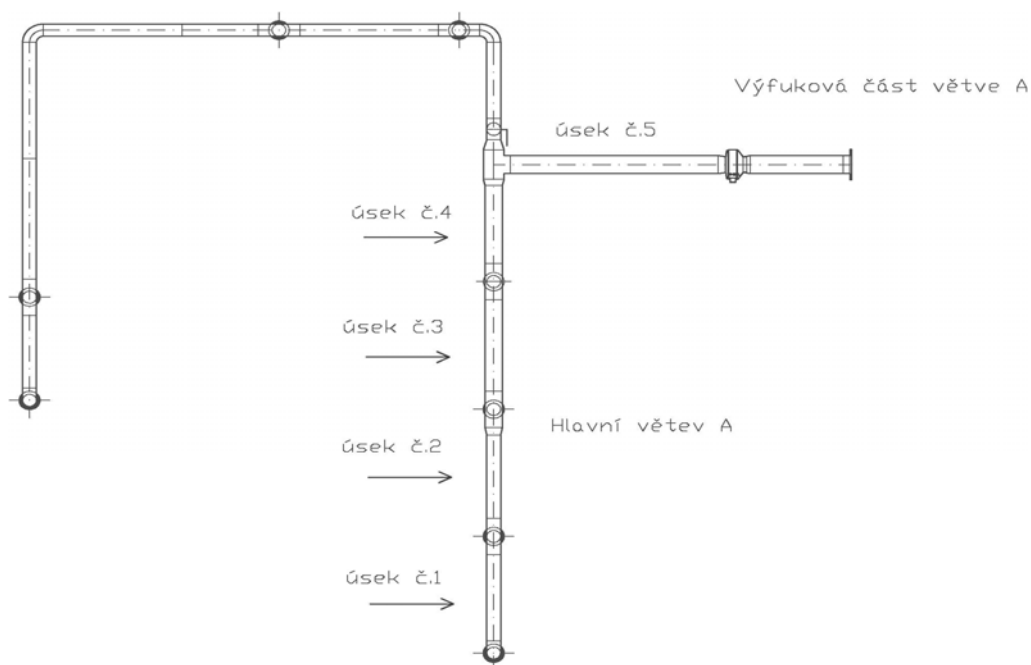
Větev F	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	90	1,419	0,150	125	2,04
2	180	1,808	0,188	160	2,49

Tab. č. 12 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve G

Větev G	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	80	1,362	0,144	125	1,81

### 7.3 Návrh potrubí pro sociální zařízení č.1 a místnosti pro personál

Obr. č. 12 – Schéma hlavní větve A s vyznačenými úseky pro soc. zařízení č.2



Tab. č. 13 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí hlavní větve A

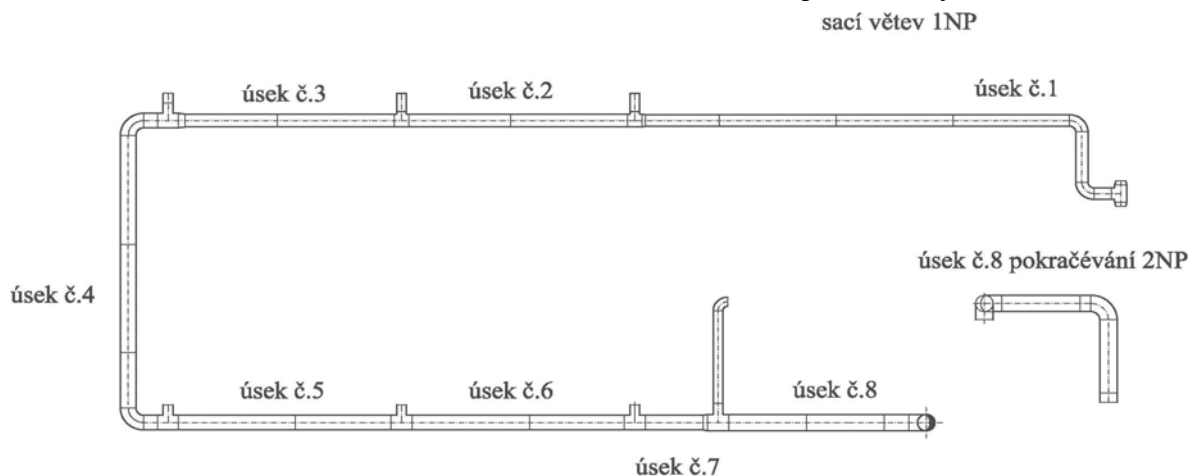
Větev A	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$	$w_i$	$\phi_{di}$	$\phi_{dk}$	$w_k$
	$[\frac{m^3}{h}]$	$[\frac{m}{s}]$	[m]	[mm]	$[\frac{m}{s}]$
1	30	1,660	0,080	100	1,06
2	60	2,137	0,100	100	2,12
3	85	2,427	0,111	100	3,01
4	125	2,793	0,126	100	4,42

Tab. č. 14 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve B

Větev B	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$ $[\frac{m^3}{h}]$	$w_i$ $[\frac{m}{s}]$	$\phi_{di}$ [m]	$\phi_{dk}$ [mm]	$w_k$ $[\frac{m}{s}]$
1	50	2,000	0,094	100	1,77
2	100	2,575	0,117	100	3,54
3	150	2,985	0,133	125	3,40
4	200	3,315	0,146	125	4,53
5	335	4,000	0,172	150	5,27

## 7.4 Návrh potrubí pro sací větev vstupní dvorany

Obr. č. 13 – Schéma sací větve vstupní dvorany

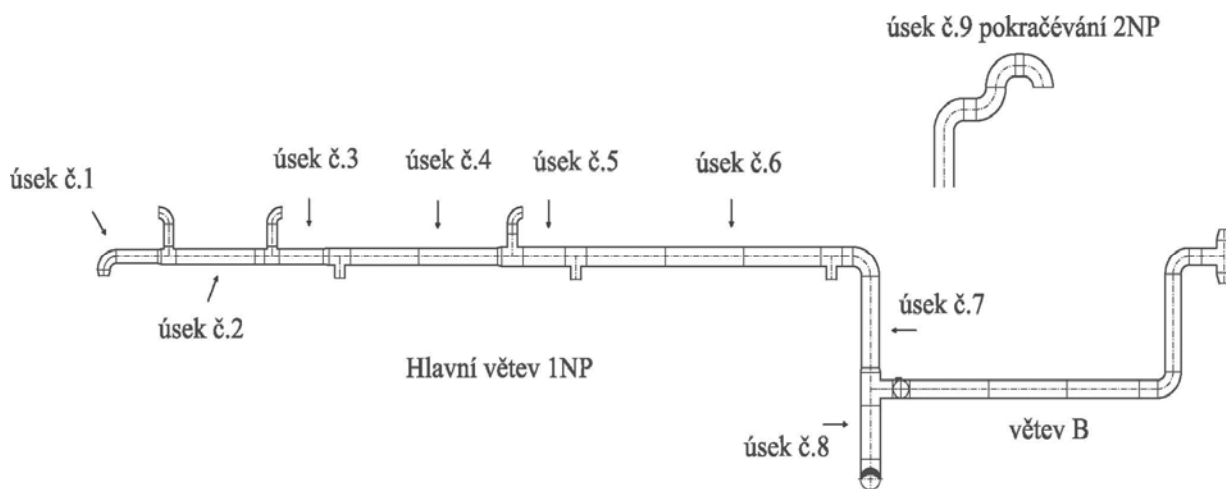


Tab. č. 15– Výpočet průměrů potrubí a rychlostí sací větve dvorany

Větev A	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$ $[\frac{m^3}{h}]$	$w_i$ $[\frac{m}{s}]$	$\phi_{di}$ [m]	$\phi_{dk}$ [mm]	$w_k$ $[\frac{m}{s}]$
1	1100	3,670	0,326	315	3,92
2	1650	4,809	0,348	355	4,63
3	2200	5,825	0,365	355	6,17
4	2750	6,759	0,379	400	6,08
5	3300	7,632	0,391	400	7,29
6	3850	8,458	0,401	400	8,51
7	4400	9,245	0,410	400	9,73
8	4950	10,000	0,418	450	8,65

## 7.5 Návrh potrubí pro přívodní větev vstupní dvorany

Obr. č. 14 – Schéma přívodní větve vstupní dvorany



Tab. č. 16 – Výpočet průměrů potrubí a rychlostí pro přívodní větev dvorany

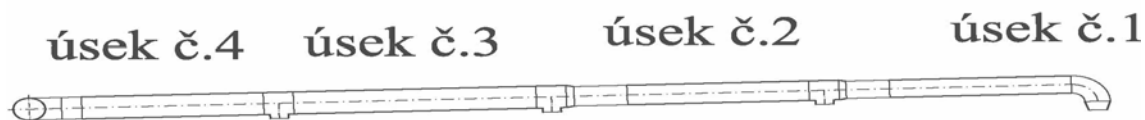
Větev A	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$ [ $\frac{m^3}{h}$ ]	$w_i$ [ $\frac{m}{s}$ ]	$\phi_{di}$ [m]	$\phi_{dk}$ [mm]	$w_k$ [ $\frac{m}{s}$ ]
1	850	3,000	0,317	315	3,03
2	1700	4,386	0,370	355	4,77
3	2550	5,477	0,406	355	7,16
4	3400	6,412	0,433	400	7,52
5	4250	7,246	0,455	450	7,42
6	5100	8,008	0,475	450	8,91
7	5950	8,714	0,491	450	10,39
8	7650	10,000	0,520	500	10,82

Tab. č. 17– Výpočet průměrů potrubí a rychlostí větve B

Větev B	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$ [ $\frac{m^3}{h}$ ]	$w_i$ [ $\frac{m}{s}$ ]	$\phi_{di}$ [m]	$\phi_{dk}$ [mm]	$w_k$ [ $\frac{m}{s}$ ]
1	1700	4,386	0,370	400	3,76

## 7.6 Návrh potrubí pro přívodní a odvodní větev posluchárny č.1

Obr. č. 15 – Částečné schéma přívodní větve posluchárny č.1



Tab. č. 18 – Výpočet průměrů potrubí a rychlost odvodní větve

Větev A	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$ [ $\frac{m^3}{h}$ ]	$w_i$ [ $\frac{m}{s}$ ]	$\phi_{di}$ [m]	$\phi_{dk}$ [mm]	$w_k$ [ $\frac{m}{s}$ ]
1	845	4,000	0,273	280	3,81
2	1690	5,429	0,332	315	6,02
3	2535	6,491	0,372	355	7,11
4	3380	7,368	0,403	355	9,49
5	6760	10,000	0,489	500	9,56

## 7.7 Návrh potrubí pro přívodní a odvodní větev posluchárny č.2

$$w_1 = m \cdot V_1^n = 7,63 \cdot 0,230^{0,44} = 4 \frac{m}{s} \quad (7.23) \quad \text{lit.}[1]$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot w_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,23}{\pi \cdot 4}} = 0,271m \quad (7.24) \quad \text{lit.}[1]$$

$$d_{1,skut} = 0,280m$$

$$w_{1,skut} = \frac{V_1}{S} = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,23}{\pi \cdot 0,280^2} = 3,74 \frac{m}{s} \quad (7.25) \quad \text{lit.}[1]$$

Obr. č. 16 – Částečné schéma přívodní větve posluchárny č.2



Tab. č. 19 – Výpočet průměrů potrubí a rychlost přívodní větve

Větev A	Vypočtené hodnoty			Upravené	
Číslo úseku	$V_i$ [ $\frac{m^3}{h}$ ]	$w_i$ [ $\frac{m}{s}$ ]	$\phi_{di}$ [m]	$\phi_{dk}$ [mm]	$w_k$ [ $\frac{m}{s}$ ]
1	845	4,000	0,273	280	3,81
2	1690	5,429	0,332	315	6,02
3	2535	6,491	0,372	355	7,11
4	3380	7,368	0,403	355	9,49
5	6760	10,000	0,489	500	9,56

## 8 Výpočet tlakových ztrát

Při proudění vzduchu potrubím se vlivem vazkosti vzduchu přemění část jeho mechanické energie na teplo. Tuto energii nelze dále využívat. Jedná se tedy o ztrátu energie a tato ztráta se projevuje úbytkem tlaku – tlakovou ztrátou. Tlaková ztráta slouží k návrhu vhodného ventilátoru. Tlakové ztráty se rozdělují na :

- tlakové ztráty třením  $p_{zt}$
- tlakové ztráty místní  $p_{zm}$

### 8.1 Tlakové ztráty třením $\Delta p_{zt}$

Vznikají kontinuálně v celé délce potrubí a v celém jeho průřezu. Dále závisí na drsnosti, rychlosti a charakteru proudu vzduchu v potrubí.

$$\Delta p_{zt} = R \cdot l \quad [Pa] \quad (8.1) \quad \text{lit.}[1]$$

R-tlakový spád, který se vypočítal

$$R = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{vzd} \quad \left[ \frac{Pa}{m} \right] \quad (8.2) \quad \text{lit.}[1]$$

- $\lambda$  součinitel tření [1]
- $l$  délka potrubí [m]
- $D$  průměr potrubí [m]
- $\rho_{vz}$  hustota vzduchu [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
- $w$  rychlost proudícího vzduchu [ $m \cdot s^{-1}$ ]



Součinitel tření (drsnosti) závisí především na charakteru proudění. Charakter proudění bylo zjištěn z Reynoldsova čísla, které určuje charakter proudění. Proudění jsou laminární a turbulentní. Rozmezí mezi těmito typy určuje kritické Reynoldsovo číslo, jeho hodnota pro kruhové potrubí je  $R_{e,krit} = 2300$ . Při menších hodnotách je proudění vždy laminární. Při laminárním proudění nemá drsnost stěn na velikost součinitele tření žádný vliv a pro kruhovém potrubí bylo počítáno

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad [-] \quad (8.3) \quad \text{lit.}[2]$$

Při turbulentním proudění bylo počítáno dle

$$\lambda = 0,28 \left[ \log 55 \cdot \frac{d}{\left( \varepsilon + \frac{55d}{R_e} \right)} \right]^{-2} \quad (8.4) \quad \text{lit.}[2]$$

$$R_e = \frac{w \cdot D}{\nu} \quad [-] \quad (8.5) \quad \text{lit.}[2]$$

- kinematická viskozita, má hodnotu  $\nu = 0,00001506 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Pro složitost závislostí  $\lambda$  na Reynoldsově čísle a drsnosti potrubí  $\varepsilon$  byl použit pro kontrolu nomogram tlakového spádu při proudění potrubím o standardní drsnosti  $\varepsilon = 0,15\text{mm}$  (příloha č.1).

## 8.2 Tlakové ztráty místní $\Delta p_m$

Tyto ztráty vznikají všude tam, kde dochází k narušení proudu (přechody, odbočky, rozbočky apod.). Pro jednotlivé případy je lze spočítat.

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{vzd} \quad [Pa] \quad (8.5) \quad \text{lit.}[2]$$

- $\xi$  - součinitel vřazeného odporu [-]

Součinitel vřazeného odporu závisí na geometrickém tvaru dané ho narušení proudu. Pro jednotlivé tvarovky jsou součinitelé odporu uvedeny v příloze č. 2.

### 8.3 Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta úseku potrubí je poté rovna součtu tlakových ztrát třením a tlakových ztrát místními odpory.

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_m \quad [Pa] \quad (8.6) \quad \text{lit.}[2]$$

### 8.4 Výpočet tlakových ztrát sociálního zařízení č. 1 a místnosti pro personál

Pro větev znázorněnou na obr. č. 9 byla vypočtena příslušná tlaková ztráta. Podle této tlakové ztráty byl navrhnut odsávací ventilátor. Pro dimenzování odbočujících větví jsem vycházel ze stejné tlakové ztráty v uvažované rozbočce. Tlakový rozdíl mezi hlavní větví a odbočující větví je zajištěn regulační klapou s ruční regulací, která je umístěna v odbočující větví s menší tlakovou ztrátou.

Tab. č. 20 - Místní tlakové ztráty soc. zařízení č. 1

Číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Přechod PRO225200	0,04
2	Přechod PRO225250	0,04
3	Odbočka OBJ90250150	0,57
4	Přechod PRO280250	0,015
5	Přechod PRO315 280	0,04
6	Odbočka OBJ90315140	0,49
	Oblouk OS90315	0,45
7	Přechod PRO315125	0,58
	Odbočka OBJ90315315	0,55
	Přechod PRO315355	0,04
8	Odbočka OBJ90355125	0,42
9	-	0
10	-	0
11	-	0
12	Odbočka OBJ90355160	0,5
13	Oblouk OS90355	0,45
14	Oblouk OS90355	0,45
15	Přechod PRO400355	0,42
	Odbočka OBJ90400125	0,39
16	Oblouk OS90400	0,45
17	-	
18	Přechod PRO400355	0,42

Tab. č. 21 - Výpočet tlakových ztrát v sací části hlavní větve soc. zařízení č. 1

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev A	$[\frac{m^3}{h}]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$[\frac{m^3}{h}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	240	0,90	225	0,080	1,68	25050	0,025	0,188	0,17	0,04	1,69	0,07	23,24
2	270	0,50	225	0,080	1,89	28181	0,024	0,231	0,12	0,04	2,13	0,09	0,20
3	400	0,30	250	0,098	2,26	37575	0,023	0,279	0,08	0,57	3,07	1,75	1,84
4	600	1,00	280	0,123	2,71	50324	0,021	0,331	0,33	0,02	4,40	0,07	0,40
5	650	1,00	280	0,123	2,93	54518	0,021	0,381	0,38	0,04	5,16	0,21	0,59
6	800	1,50	315	0,156	2,85	59643	0,020	0,313	0,47	0,94	4,88	4,59	5,06
7	900	1,00	315	0,156	3,21	67099	0,020	0,385	0,38	1,17	6,17	7,22	7,61
8	1000	0,50	355	0,198	2,81	66154	0,020	0,262	0,13	0,42	4,73	1,98	2,12
9	1050	1,00	355	0,198	2,95	69461	0,019	0,286	0,29	-	5,21	5,21	5,50
10	1100	1,00	355	0,198	3,09	72769	0,019	0,310	0,31	-	5,72	5,72	6,03
11	1150	0,60	355	0,198	3,23	76077	0,019	0,335	0,20	-	6,25	6,25	6,45
12	1330	0,40	355	0,198	3,73	87984	0,018	0,432	0,17	0,50	8,36	4,18	4,35
13	1380	2,25	355	0,198	3,87	91292	0,018	0,461	1,04	0,45	9,00	4,05	5,09
14	1430	1,59	355	0,198	4,01	94600	0,018	0,490	0,78	0,45	9,66	4,35	5,13
15	1510	0,50	400	0,251	3,34	88654	0,018	0,306	0,15	0,81	6,68	5,41	5,57
16	1640	1,75	400	0,251	3,63	96287	0,018	0,354	0,62	0,45	7,89	7,89	8,50
17	1690	1,00	400	0,251	3,74	99222	0,018	0,373	0,37	-	8,37	8,37	8,75
18	1740	0,70	400	0,251	3,85	102158	0,018	0,395	0,28	-	8,88	8,88	9,15
celkem		17,49							6,27			76,28	105,55

K tlakové ztrátě v prvním úseku byla připočítána tlaková ztráta ventilu ELK200 - 23Pa.

Tab. č. 22 - Výpočet tlakových ztrát ve výfukové části sací větve soc. zařízení č. 1

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev	$[\frac{m^3}{h}]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$[\frac{m^3}{s}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	1740	0,45	400	0,251	3,85	102158	0,018	0,392	0,18	0,42	8,88	3,73	18,90

K tlakové ztrátě této větve za ventilátorem byla připočítána tlaková ztráta protidešťové žaluzie WSK-40-02 – 23Pa

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_m$$

$$\Delta p_{zc} = 108,55 + 18,9$$

$$\Delta p_{zc} \approx 130 Pa$$

$$(8.6) \quad \text{lit. [2]}$$

## 8.5 Výpočet tlakových ztrát sociálního zařízení č. 2

Pro větev znázorněnou na obr. č.10 byla vypočtena tlaková ztráta. Dle této tlakové ztráty byl navržen odsávací ventilátor. Pro dimenzování odbočujících větve se vycházelo ze stejné tlakové ztráty v uvažované rozbočce. Tlakový rozdíl mezi hlavní větví a odbočující větví je zajištěn regulační klapou s ruční regulací, která je umístěna v odbočující větví s menší tlakovou ztrátou.

Tab. č. 23 – Místní ztráty sací větve soc. zařízení č. 2

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Odbočka OBD90315315	0,55
	Přechod PRO315250	0,02
	Oblouk OS90315	0,45
	Oblouk OS90315	0,45
	Přechod PRO315250x2	0,02
2	Odbočka OBD90355250	0,595
	Přechod PRO315355	0,04
3	Odbočka OBD90355250	0,595
	Přechod PRO355400	0,04
4	Odbočka OBD90400250	0,578
	Oblouk OS90400	0,45
	Oblouk OS90400	0,45
5	Odbočka OBD90400250	0,578
6	Odbočka OBD90400250	0,578
7	Odbočka OBD90400250	0,578
8	Odbočka OBD90450250	0,552
	Oblouk OS90450x4	0,45
	Přechod PRO400450	0,04
	Přechod PRO450/500650	0,21

Tab. č. 24 – Výpočet tlakových ztrát v hlavní části sací větve soc. zařízení č.2

Úsek	Průtok V	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
		l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	RI	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev A	$\left[ \frac{m^3}{h} \right]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$\left[ \frac{m}{s} \right]$	-	-	$\left[ \frac{Pa}{m} \right]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	50	0,8	100	0,016	1,77	11742	0,030	0,570	0,46	0,45	1,88	0,84	19,30
2	100	0,8	100	0,016	3,54	23485	0,026	1,916	1,53		7,51	0,00	1,53
3	150	0,8	125	0,025	3,40	28181	0,024	1,350	1,08	0,10	6,92	0,69	1,77
4	200	0,8	125	0,025	4,53	37575	0,023	2,233	1,79		12,30	0,00	1,79
5	335	1,5	150	0,035	5,27	52449	0,021	2,316	3,47	0,59	16,64	9,82	13,29
Celkem							0,124		8,33			11,35	37,68

K tlakové ztrátě v prvním úseku byla připočítána tlaková ztráta ventilu ELF100 – 23Pa

Tab. č. 25 – Výpočet tlakových ztrát ve výfukové části sací větve soc. zařízení č.2

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	S <sub>kut</sub>	w <sub>skut</sub>	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	0,5.p.v <sup>2</sup>	0,5.p.v2.ξ	
větev	$[\frac{m^3}{h}]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$[\frac{m}{s}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	335	0,75	150	0,035	5,27	52449	0,021	2,316	1,74	0,02	16,64	0,33	19,07

K tlakové ztrátě této větve za ventilátorem byla připočítána tlaková ztráta protidešťové žaluzie WSK-15-02 – 17 Pa

Celková tlaková ztráta podle které byl navržen ventilátor je

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_m$$

$$\Delta p_{zc} = 37,68 + 19,07$$

$$\Delta p_{zc} = 57 Pa$$

## 8.6 Výpočet tlakových ztrát pro vstupní dvoranu

### 8.6.1 Výpočet tlakových ztrát sacího potrubí

Tab. č. 26 – Místní ztráty sací větve vstupní dvorany

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Odbočka OBD90315315	0,55
	Přechod PRO315250	0,02
	Oblouk OS90315	0,45
	Oblouk OS90315	0,45
	Přechod PRO315250x2	0,02
2	Odbočka OBD90355250	0,595
	Přechod PRO315355	0,04
3	Odbočka OBD90355250	0,595
	Přechod PRO355400	0,04
4	Odbočka OBD90400250	0,578
	Oblouk OS90400	0,45
	Oblouk OS90400	0,45
5	Odbočka OBD90400250	0,578
6	Odbočka OBD90400250	0,578
7	Odbočka OBD90400250	0,578
8	Odbočka OBD90450250	0,552
	Oblouk OS90450x4	0,45
	Přechod PRO400450	0,04
	Přechod PRO450/500650	0,21

Tab. č. 27 – Výpočet tlakových ztrát v hlavní části sací větve dvorany

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev a	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$\left[\frac{m}{s}\right]$	-	-	$\left[\frac{Pa}{m}\right]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	1100	12	315	0,156	3,92	82010	0,019	0,547	6,56	1,49	9,22	13,74	42,30
2	1650	5,35	355	0,198	4,63	109154	0,017	0,630	3,37	0,64	12,87	8,17	11,54
3	2200	5,35	355	0,198	6,17	145538	0,016	1,042	5,57	0,64	22,87	14,52	20,10
4	2750	9,58	400	0,251	6,08	161456	0,016	0,874	8,37	1,48	22,17	32,77	41,14
5	3300	5,30	400	0,251	7,29	193748	0,015	1,202	6,37	0,58	31,93	18,45	24,83
6	3850	5,40	400	0,251	8,51	226039	0,014	1,574	8,50	0,58	43,46	25,12	33,62
7	4400	1,50	400	0,251	9,73	258330	0,014	1,989	2,98	0,58	56,76	32,81	35,79
8	4950	4,50	450	0,318	8,65	258330	0,014	1,397	6,29	2,60	44,85	116,69	122,98
celkem	48,98								48,02			262,27	332,29

K tlakové ztrátě v prvním úseku byla připočítána tlaková ztráta anemostatu VVM600x24lamel – 22 Pa.

Tab. č. 28 – Výpočet tlakových ztrát výfukové části sací větve dvorany

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev a	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$\left[\frac{m}{s}\right]$	-	-	$\left[\frac{Pa}{m}\right]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	4950	1,3	450	0,318	8,65	258330	0,014	1,397	1,82	0,93	44,85	41,71	67,52

K tlakové ztrátě této větve, která je za jednotkou, byla připočítána tlaková ztráta protidešťové žaluzie WSK-45-02 – 24 Pa

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_m$$

$$\Delta p_{zc} = 332,29 + 67,52$$

$$\Delta p_{zc} = 399,81 Pa$$

## 8.6.2 Výpočet tlakových ztrát přívodního potrubí

Tab. č. 29 – Místní ztráty přívodní větve

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Oblouk OS90250	0,45
	Přechod PRO250315	0,06
2	Odbočka OBJ90355250	0,595
	Přechod PRO315355	0,14
3	Odbočka OBJ90355250	0,595
4	Odbočka OBJ90400250	0,578
	Přechod PRO355400	0,03
5	Přechod PRO400450	0,04
	Odbočka OBJ90450250	0,552
6	Odbočka OBJ90450250	0,552
7	Odbočka OBJ90450250	0,552
	Oblouk OS90450	0,45
8	Přechod PRO450500	0,581
	Odbočka OBJ90500400	0,6
	Oblouk OS90500x5	0,45
	Přechod PRO500/500650	0,02

Tab. č. 30 – Výpočet tlakových ztrát v hlavní části přívodní větve dvorany

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev A	$[\frac{m^3}{h}]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$[\frac{m}{s}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	850	1,05	315	0,495	3,03	63371	0,021	0,368	0,39	0,51	5,51	2,81	43,20
2	1700	2,25	355	0,558	4,77	112461	0,017	0,636	1,43	0,74	13,66	10,04	11,47
3	2550	1,10	355	0,558	7,16	168692	0,017	1,431	1,57	0,60	30,73	18,28	19,86
4	3400	3,75	400	0,628	7,52	199619	0,013	1,103	4,14	0,61	33,89	20,61	24,74
5	4250	1,05	450	0,707	7,42	221799	0,010	0,756	0,79	0,59	33,06	19,57	20,36
6	5100	5,95	450	0,707	8,91	266158	0,010	1,088	6,47	0,55	47,61	26,28	32,75
7	5950	2,35	450	0,707	10,39	310518	0,010	1,481	3,48	1,00	64,80	64,93	68,41
8	7650	2,5	500	0,785	10,82	359314	0,008	1,171	2,93	3,43	70,28	241,12	244,04
Celkem		20,00							21,20			403,63	464,83

K tlakové ztrátě v prvním úseku byla připočítána tlaková ztráta anemostatu VVM600x48lamel – 40 Pa.

Tab. č. 31 – Výpočet tlakových ztrát výfukové části přívodní větve dvorany

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	[Pa]
větev A	$\left[ \frac{m^3}{h} \right]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$\left[ \frac{m}{s} \right]$	-	-	$\left[ \frac{Pa}{m} \right]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	
1	7650	6,00	500	0,785	10,82	359230	0,013	1,813	10,88	0,00	70,24	0,00	40,88

K tlakové ztrátě této větve, která je za jednotkou, byla připočítána tlaková ztráta protideštové žaluzie WSK-50-02 –30 Pa

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zt} + \Delta p_m$$

$$\Delta p_{zc} = 464,83 + 40,88$$

$$\Delta p_{zc} \approx 510 Pa$$

## 8.7 Výpočet tlakových ztrát pro posluchárny

### 8.7.1 Výpočet tlakových ztrát posluchárny č. 1

- Tlaková ztráta sací větve

Tab. č. 32 – Místní ztráty sací větve posluchárny č. 1

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Oblouk OS90280	0,45
	Přechod PRO280200	0,02
	Přechod PRO315280	0,01
2	Přechod PRO355315	0,01
	Odbočka OBJ90355200	0,58
3	Odbočka OBJ90355200	0,58
4	Odbočka OBJ90355200	0,58
	Oblouk OS90355 x7	0,45
	Přechod PRO500355	0,02
5	Odbočka OBJ90500500	0,55
	Oblouk OS90500	0,45



Tab. č. 33 – Výpočet tlakových ztrát v sací větvi posluchárny č. 1

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev a	$\frac{m^3}{h}$	[m]	[mm]	$[m^2]$	$[\frac{m}{s}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	845	2,50	280	0,440	3,81	70873	0,019	0,603	1,51	0,48	8,72	4,18	18,69
2	1690	2,59	315	0,495	6,02	125997	0,017	1,159	3,00	0,59	21,77	12,85	15,84
3	2535	2,67	355	0,558	7,11	167700	0,016	1,378	3,68	0,58	30,37	17,61	21,29
4	3380	8,65	355	0,558	9,49	223600	0,015	2,315	20,02	3,75	53,99	202,45	222,47
5	6760	2,95	500	0,785	9,56	317511	0,014	1,562	4,61	1,00	54,88	54,88	59,48
Celkem		19,36							32,82				337,79

$$\Delta p_{zc} = 340 Pa$$

- Tlaková ztráta přívodní větve

Tab. č. 34 – Místní ztráty přívodní větvi posluchárny č. 1

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Oblouk OS90280	0,45
	Přechod PRO280200	0,02
	Přechod PRO315280	0,01
2	Přechod PRO355315	0,01
	Odbočka OBJ90355200	0,58
3	Odbočka OBJ90355200	0,58
4	Odbočka OBJ90355200	0,58
	Oblouk OS90355 x3	0,45
	Přechod PRO500355	0,02
5	Odbočka OBJ90500500	0,55
	Oblouk OS90500	0,45

Tab. č. 35 – Výpočet tlakových ztrát v přívodní větvi posluchárny č.1

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	RI	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot p \cdot v^2$	$0,5 \cdot p \cdot v^2 \cdot \xi$	
větev A	$[\frac{m^3}{h}]$	[m]	[mm]	$[m^2]$	$[\frac{m}{s}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	845	2,50	280	0,440	3,81	70873	0,019	0,603	1,51	0,48	8,72	4,18	18,69
2	1690	2,59	315	0,495	6,02	125997	0,017	1,159	3,00	0,59	21,77	12,85	15,84
3	2535	2,67	355	0,558	7,11	167700	0,016	1,378	3,68	0,58	30,37	17,61	21,29
4	3380	10,50	355	0,558	9,49	223600	0,015	2,315	24,31	1,95	53,99	105,27	129,58
5	6760	2,95	500	0,785	9,56	317511	0,014	1,562	4,61	1,00	54,88	54,88	59,48
Celkem		21,21							37,10			194,79	244,89

$$\Delta p_{zc} = 245 Pa$$

### 8.7.2 Výpočet tlakových ztrát posluchárny č. 2

- Tlaková ztráta sací větve

Tab. č. 36 – Místní ztráty sací větve posluchárny č. 2

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Oblouk OS90280	0,45
	Přechod PRO280200	0,02
	Přechod PRO315280	0,01
2	Přechod PRO355315	0,01
	Odbočka OBJ90355200	0,58
3	Odbočka OBJ90355200	0,58
4	Odbočka OBJ90355200	0,58
	Oblouk OS90355 x5	0,45
	Přechod PRO500355	0,02
5	Odbočka OBJ90500500	0,55
	Oblouk OS90500x8	0,45

Tab. č. 37 – Výpočet tlakových ztrát v sací větvi posluchárny č.2

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	RI	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot p \cdot v^2$	$0,5 \cdot p \cdot v^2 \cdot \xi$	
	$[\frac{m^3}{h}]$	[m]	[mm]	$[m^2]$	$[\frac{m}{s}]$	-	-	$[\frac{Pa}{m}]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	830	2,00	280	0,440	3,74	69615	0,027	0,799	1,60	0,48	8,41	4,04	18,64
2	1660	2,59	315	0,495	5,92	123760	0,021	1,400	3,62	0,59	21,01	12,39	16,01
3	2490	2,67	355	0,558	6,99	164723	0,017	1,364	3,64	0,58	29,30	16,99	20,64
4	3320	7,98	355	0,558	9,32	219630	0,017	2,424	19,35	2,85	52,09	148,45	167,80
5	6640	33,16	500	0,785	9,39	311875	0,008	0,882	29,25	4,15	52,94	219,72	248,97
Celkem		48,40							57,46			401,59	472,05

$$\Delta p_{zc} = 475 Pa$$

- Tlaková ztráta přívodní větve

Tab. č. 38 – Místní ztráty přívodní větve posluchárny č.2

číslo úseku	Vřazený odpor	$\xi$
1	Oblouk OS90280	0,45
	Přechod PRO280200	0,02
	Přechod PRO315280	0,01
2	Přechod PRO355315	0,01
	Odbočka OBJ90355200	0,58
3	Odbočka OBJ90355200	0,58
4	Odbočka OBJ90355200	0,58
	Oblouk OS90355 x5	0,45
	Přechod PRO500355	0,02
5	Odbočka OBJ90500500	0,55
	Oblouk OS90500x8	0,45

Tab. č. 39 – Výpočet tlakových ztrát v přívodní větvi posluchárny č.2

Úsek	Průtok	Návrh potrubí						Ztráty třením $\Delta p_t$		Místní ztráty $\Delta p_m$			Ztráta v uzlu
	V	l	D	$S_{kut}$	$w_{skut}$	Re	$\lambda$	R	Rl	$\Sigma \xi$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2$	$0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \xi$	[Pa]
	$\left[ \frac{m^3}{h} \right]$	[m]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	$\left[ \frac{m}{s} \right]$	-	-	$\left[ \frac{Pa}{m} \right]$	[Pa]	-	[Pa]	[Pa]	
1	830	2,00	280	0,440	3,74	69615	0,027	0,799	1,60	0,48	8,41	4,04	18,64
2	1660	2,59	315	0,495	5,92	123760	0,021	1,400	3,62	0,59	21,01	12,39	16,01
3	2490	2,67	355	0,558	6,99	164723	0,017	1,364	3,64	0,58	29,30	16,99	20,64
4	3320	10,60	355	0,558	9,32	219630	0,017	2,424	25,70	2,85	52,09	148,45	174,15
5	6640	32,00	500	0,785	9,39	311875	0,008	0,882	28,23	4,15	52,94	219,72	247,95
Celkem		49,86							62,79				477,38

$$\Delta p_{zc} = 480 Pa$$

## 9 Návrh ventilátorů a jednotek

Pro dimenzování ventilátorů a vzduchotechnických se vycházelo z objemového průtoku vzduchu zařízením a celkové tlakové ztráty. Odvod vzduchu ze sociálních zařízení byl zajištěn radiálními ventilátory od firmy Elektrodesign s.r.o.

### 9.1 Návrh ventilátoru pro odvod vzduchu ze sociálního zařízení č. 1

Parametry pro návrh

$$\text{Odsávané množství vzduchu } V_o = 1740 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

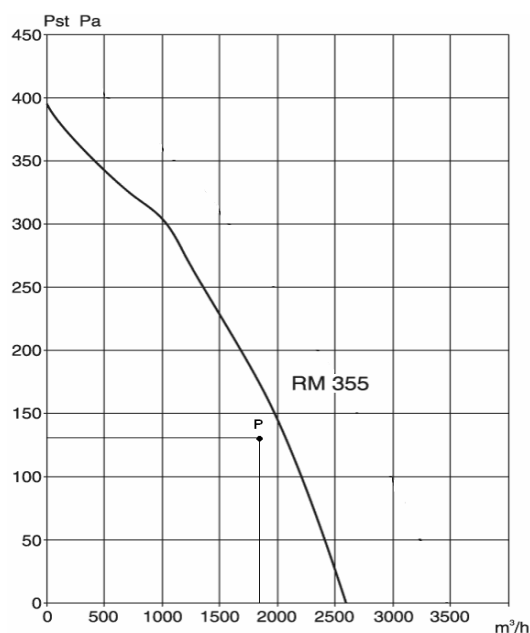
$$\text{Celková tlaková ztráta odvodní větve } \Delta p_c = 130 \text{ Pa}$$

Byl zvolen radiální ventilátor od výše zmíněné firmy typu RM355L (příloha č.2) Ventilátor se montuje přímo do potrubí a je vybaven elektronickou regulací pro změnu otáček.

Tab. č. 40 – Parametry ventilátoru

Elektrodesign s.r.o		
RM355L		
otáčky	1350	1/min
příkon	280	W
napětí	230	V
proud	1,2	A
akustický tlak	60	dB

Graf. č. 6 – Pracovní bod ventilátoru RM355L



## 9.2 Návrh ventilátoru pro sociální zařízení č. 2

parametry pro návrh

$$\text{Odsávané množství vzduchu } V_o = 335 \frac{m^3}{h}$$

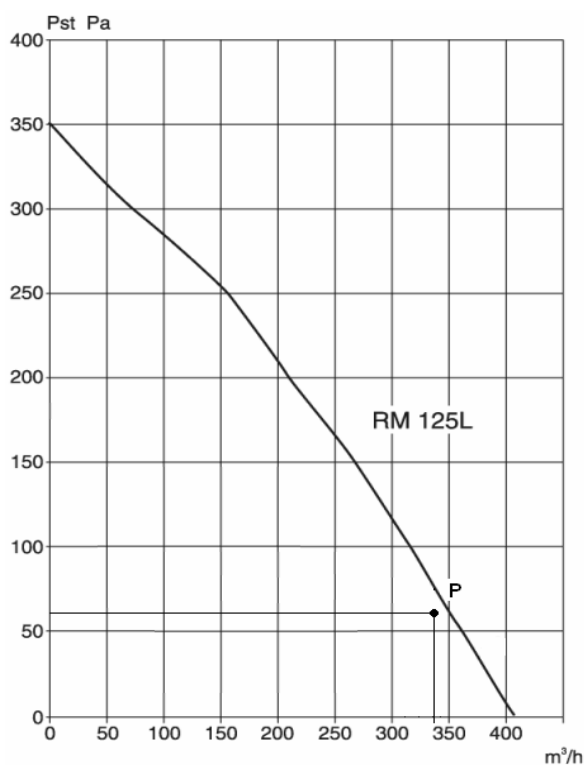
$$\text{Celková tlaková ztráta odvodní větve } \Delta p_c = 60 Pa$$

Zbyl zvolen radiální ventilátor od výše zmíněné firmy typu RM125L (příloha č.2)  
Ventilátor se montuje přímo do potrubí a je vybaven elektronickou regulací pro změnu otáček.

Tab. č. 41 – Parametry ventilátoru

Elektrodesign s.r.o		
RM125L		
otáčky	2450	1/min
příkon	80	W
napětí	230	V
proud	0,35	A
akustický tlak	47	dB

Graf. č. 7 – Pracovní bod ventilátoru RM125L



### 9.3 Návrh jednotky pro vstupní dvoranu

Při návrhu jednotky se vycházelo z potřebného vzduchového výkonu, který musí jednotka dodat a odvést z prostoru vstupní dvorany. Dále z celkové tlakové ztráty přívodního a sacího potrubí, které je na ní připojeno. Jednotka se skládá z přívodního a sacího ventilátoru, filtrů, deskového rekuperačního výměníku vzduchu. Dále se v ní nachází vodní ohřívač vzduchu. Dále bylo do jednotky přidáno přímé chlazení pro případ extrémní venkovní teploty, kdy by jednotka přiváděla do větraných prostor vzduch o vysoké teplotě. Jednotka je řízena nástěnným regulátorem a je regulována pomocí regulačního čidla teploty umístěného v sacím potrubí. Hrdla jsou vybavena pružnými manžetami a sací hrdlo uzavírající klapou. Návrh jednotky jsem provedl v návrhovém softwaru od firmy Atrea s.r.o. Vzduchotechnické schéma jednotky je uvedeno v příloze č. 1

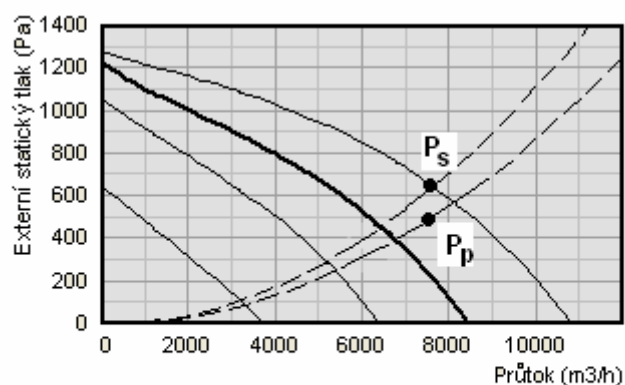
#### 9.3.1 Parametry pro návrh jednotky

- Množství přívodního vzduchu  $V_o = 7650 \frac{m^3}{h}$
- Množství odsávaného vzduchu  $V_o = 4950 \frac{m^3}{h}$
- Celková tlaková ztráta přívodní větve  $\Delta p_{zc} = 510 Pa$
- Celková tlaková ztráta sací větve  $\Delta p_{zc} = 400 Pa$
- Teplota venkovního vzduchu v létě  $t_l = 32^\circ C$
- Teplota venkovního vzduchu v zimě  $t_z = -15^\circ C$
- Maximální teplota odsávaného vzduchu  $t_{max} = 26^\circ C$  lit.[2]

Jednotka, která je schopna zvládnout požadované parametry je jednotka Duplex 12000. Parametry jednotky jsou:

- Přívodní ventilátor
  - $p_{sk} = 652 Pa$
  - $P_v = 5,2 kW$
  - Napětí  $U = 400V - 50Hz$
  - Proud  $I = 8,3 A$
  - Otáčky  $1220 ot / min$

Graf č. 8 – Pracovní bod přívodního ventilátoru v jednotce Duplex



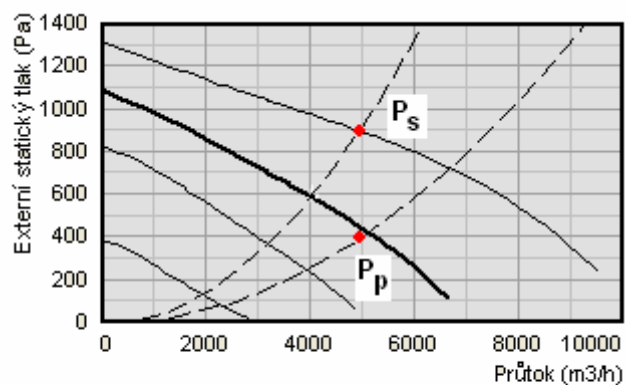
**$P_p$**  - požadovaný pracovní bod

**$P_s$**  - skutečný pracovní bod

- Sací ventilátor

- $p_{sk} = 988 Pa$
- $P_v = 3,56 kW$
- Napětí  $U = 400 V - 50 Hz$
- Proud  $I = 6,32 A$
- Otáčky  $1220 ot/min$

Graf č. 9 – Pracovní bod sacího ventilátoru v jednotce Duplex

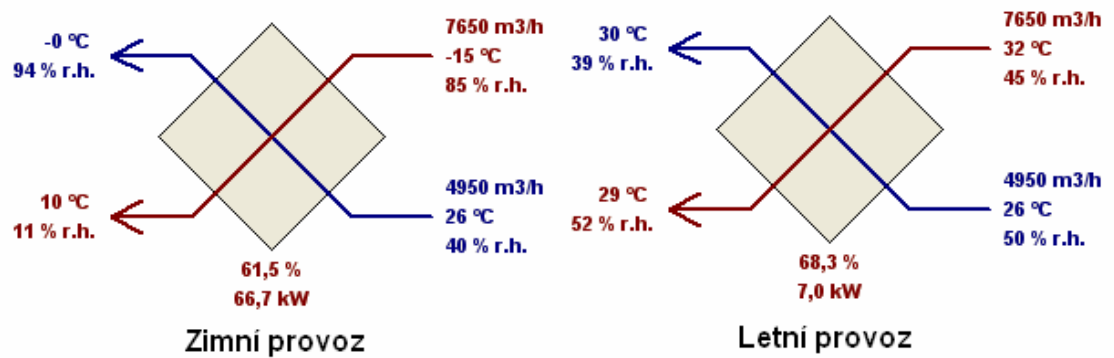


**$P_p$**  - požadovaný pracovní bod

**$P_s$**  - skutečný pracovní bod

- Rekuperační výměník
  - Účinnost výměníku  $\eta_v = 61,5\%$
  - Tepelný zisk  $Q_r = 66,7kW$

Obr. č. 17 – Znázornění teplot a relativní vlhkosti před a za deskovým výměníkem, účinnosti při zimním a letním provozu a jejich výkon



- Přívodní filtr G4 vyplétací 3vrství
- Odvodní filtr G4 vyplétací 3vrství
- Vodní ohřívač s 3 cestným regulačním uzlem
  - teplotní spád vody na vstupu 70/50°C
  - teplota vody s vracečky 20°C
  - Výkon  $P_o = 25,9kW$

Obr. č. 18 – Jednotka Duplex 12000

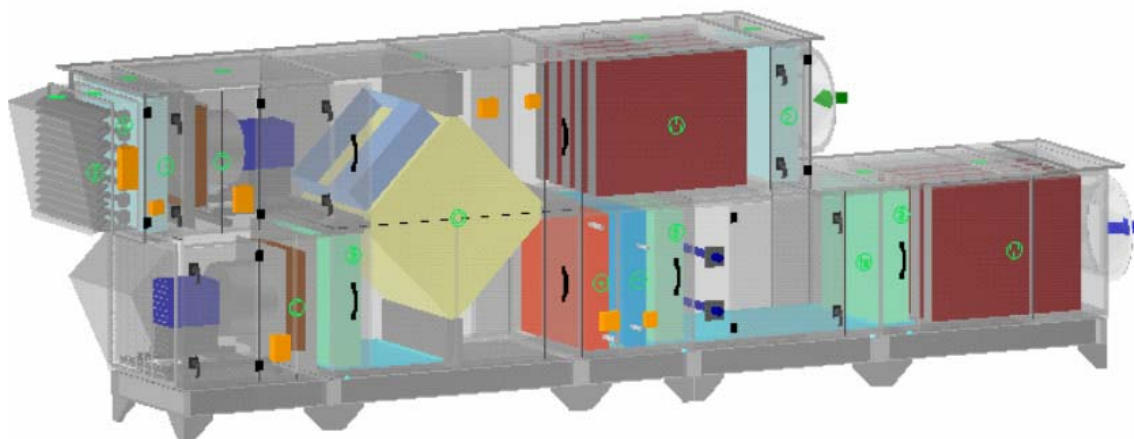




## 9.4 Návrh jednotek pro posluchárny

Při návrhu jednotky se vycházelo z potřebného vzduchového výkonu, který musí jednotka dodat a odvést z prostoru vstupní dvorany. Dále z celkové tlakové ztráty přívodního a sacího potrubí, které je na ní připojeno. Jednotka se skládá z přívodního a sacího ventilátoru, filtrů, deskového rekuperačního výměníku, přímého vodního ohříváče vzduchu. Dále je zde tlumič hluku, zvlhčovač vzduchu a přímé chlazení vzduchu. Jednotka je řízena nástěnným regulátorem a je regulována pomocí regulačního čidla teploty umístěného v sacím potrubí. Hrdla jsou vybavena pružnými manžetami a sací hrdlo uzavírající klapou. Navrhované jednotky AeroMaster XP10 jsou od firmy Remak a.s. a návrh jednotky byl proveden v návrhovém softwaru AeroCAD, také od firmy Remak a.s..

Obr. č. 19 – Klimatizační jednotka AeroMaaster XP10



### 9.4.1 Návrh jednotky pro posluchárnu č.1

Jako hlavní veličinu pro návrh jednotlivých komponent bylo použito množství odváděného a přiváděného vzduchu. Nejprve byly sestaveny komponenty přívodní větve a zjištěny jejich tlakové ztráty. Jedná se o protideštovou žaluzii, uzavírací klapku, vzduchový filtr, deskový rekuperátor, elektrický ohříváč, chladič, zvlhčovač a tlumič hluku. Tyto tlakové ztráty se poté připočítaly k celkové tlakové ztrátě potrubního systému. A na základě této tlakové ztráty byl určen ventilátor přívodní větve. Stejným postupem se postupovalo i při návrhu sacího ventilátoru. K tlakové ztrátě sacího potrubí byla připočítána tlaková ztráta filtru, hlukového tlumiče a deskového rekuperátoru.

Tlaková ztráta na přívodním ventilátoru se skládá z těchto tlakových ztrát

- Protidešťová žaluzie  $p_z = 22 Pa$
- Uzavírací klapka  $p_k = 25 Pa$
- Vzduchový filtr  $p_f = 75 Pa$
- Deskový rekuperátor s by-pasem  $p_r = 185 Pa$
- Elektrický ohříváč  $p_o = 17 Pa$
- Chladič vzduchu  $p_{ch} = 107 Pa$
- Zvlhčovač vzduchu  $p_{zv} = 17 Pa$
- Tlumič hluku  $p_t = 18 Pa$

$$\Delta p_{cpř} = \Delta p_z + \Delta p_k + \Delta p_f + \Delta p_r + \Delta p_o + \Delta p_{ch} + \Delta p_{zv} + \Delta p_t + \Delta p_{zcp}$$

$$\Delta p_{zc} = 22 + 25 + 75 + 185 + 17 + 107 + 17 + 18 + 250$$

$$\Delta p_{zc} = 716 Pa$$

Tlaková ztráta na sacího ventilátoru se skládá z těchto tlakových ztrát

- Vzduchový filtr  $p_f = 75 Pa$
- Tlumič hluku  $p_t = 18 Pa$
- Deskový rekuperátor s by-pasem  $p_r = 185 Pa$

$$\Delta p_{cpř} = \Delta p_f + \Delta p_r + \Delta p_t + \Delta p_{zco}$$

$$\Delta p_{zc} = 75 + 18 + 185 + 340$$

$$\Delta p_{zc} = 618 Pa$$

V jednotce pro přívod vzduchu byl použit radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami a s volným oběžným kolem. Průměr kola je 400 mm. Jeho označení podle katalogu firmy Remak a.s. XPVP 400-2,2/87-J4 s frekvenční regulací. Je u něj použito krytí IP 55 což znamená ochranu proti prachu a stříkající vodě.

Parametry ventilátoru

- $p_{sk} = 720 Pa$
- $P = 2,04 kW$
- Napětí  $U = 400 V - 87 Hz$
- Proud  $I = 4,54 A$
- Otáčky  $2480 ot / min$
- Účinnost  $\eta = 76\%$

Pro odvod vzduchu byl použit tentýž radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami a s volným oběžným kolem. Průměr kola 400mm. Jeho označení podle katalogu firmy Remak a.s. XPVP 400-2,2/87-J4 s frekvenční regulací. Je u něj použito krytí IP 55.

Jednotka byla navrhována na tyto vstupní parametry

- Teplota venkovního vzduchu (zima/léto)  $t = -15/32^{\circ}C$
- Relativní vlhkost přívod (zim /léto)  $\varphi = 84/40\%$
- Měrná vlhkost (zim /léto)  $x = 0,88/12,23 \frac{g}{kg}$
- Teplota odváděného vzduchu z místnosti  $t = 26^{\circ}C$
- Relativní vlhkost odváděného vzduchu  $\varphi = 45/60\%$

Celkové parametry klimatizační jednotky AeroMaaster XP10

- Průtok vzduchu přívod = odvod  $V_p = 6760kW$
- Rychlost v průřezu chladiče a ohříváče  $v_{p,ch,o} = 2,7 \frac{m}{s}$
- Rychlost v průřezu rekuperátoru  $v_{p,r} = 8,8 \frac{m}{s}$
- Příkon pro ohřev vzduchu  $P_o = 27,49kW$
- Příkon chladiče vzduchu  $P_{ch} = 21,91kW$
- Výkon zpětného získávání tepla  $P_{ztl} = 60,35kW$
- Výstupní teplota přívod (zim /léto)  $t = 22/22^{\circ}C$
- Relativní vlhkost přívod (zim /léto)  $\varphi = 55/61\%$

#### 9.4.2 Návrh jednotky pro posluchárnu č.2

Při návrhu klimatizační jednotky se postupovalo shodně jako při návrhu klimatizační jednotky pro případ posluchárny č. 1. Tlaková ztráta na přívodním ventilátoru se skládá z těchto tlakových ztrát:

- Protidešťová žaluzie  $p_z = 21Pa$
- Uzavírací klapka  $p_k = 24Pa$
- Vzduchový filtr  $p_f = 73Pa$

- Deskový rekuperátor s by-pasem  $p_r = 180 Pa$
- Sekce elektrický ohřivač, chladič vzduchu, zvlhčovač vzduchu  $p_{o, ch, zvl} = 146 Pa$
- Tlumič hluku  $p_t = 17 Pa$

$$\Delta p_{cpř} = \Delta p_{zt} + \Delta p_k + \Delta p_{ft} + \Delta p_r + \Delta p_{o, ch, zvl} + \Delta p_t + \Delta p_{zcp}$$

$$\Delta p_{zc} = 21 + 24 + 73 + 180 + 146 + 11 + 480$$

$$\Delta p_{zc} = 935 Pa$$

Tlaková ztráta na sacího ventilátoru se skládá z těchto tlakových ztrát:

- Vzduchový filtr  $p_f = 73 Pa$
- Tlumič hluku  $p_t = 17 Pa$
- Deskový rekuperátor s by-pasem  $p_r = 217 Pa$

$$\Delta p_{cpř} = \Delta p_{ft} + \Delta p_r + \Delta p_t + \Delta p_{zco}$$

$$\Delta p_{zc} = 73 + 17 + 217 + 475$$

$$\Delta p_{zc} = 782 Pa$$

V jednotce pro přívod vzduchu byl použit radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami a s volným oběžným kolem. Průměr kola 400mm. Jeho označení podle katalogu firmy Remak a.s. XPVP 400-3,0/93-J4 s frekvenční regulací. Je u něj použito krytí IP 55 což znamená ochranu proti prachu a stříkající vodě.

Parametry ventilátoru

- $p_{zc} = 782 Pa$
- $P = 2,09 kW$
- Napětí  $U = 400 V - 70 Hz$
- Proud  $I = 4,62 A$
- Otáčky  $2011 \text{ ot} / \text{min}$
- Účinnost  $\eta = 78\%$

Pro odvod vzduchu byl použit tentýž radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami a s volným oběžným kolem. Průměr kola 400 mm. Jeho označení dle katalogu firmy Remak a.s. XPVP 400-2,2/70-J4 s frekvenční regulací. Je u něj použito krytí IP 55.

Jednotka byla navrhována na tyto vstupní parametry:

- Teplota venkovního vzduchu (zima/léto)  $t = -15/32^{\circ}C$
- Relativní vlhkost přívod (zim /léto)  $\varphi = 84/40\%$
- Měrná vlhkost (zim /léto)  $x = 0,88/12,23 \frac{g}{kg}$
- Teplota odváděného vzduchu z místnosti  $t = 26^{\circ}C$
- Relativní vlhkost odváděného vzduchu  $\varphi = 45/60\%$

Celkové parametry klimatizační jednotky AeroMaaster XP10:

- Průtok vzduchu přívod = odvod  $V_p = 6640 kW$
- Rychlost v průřezu chladiče a ohřívače  $v_{p,ch,o} = 2,6 \frac{m}{s}$
- Rychlost v průřezu rekuperátoru  $v_{p,r} = 8,6 \frac{m}{s}$
- Příkon pro ohřev vzduchu  $P_o = 27,2 kW$
- Příkon chladiče vzduchu  $P_{ch} = 19,8 kW$
- Výkon zpětného získávání tepla  $P_{zti} = 59,4 kW$
- Výstupní teplota přívod (zim /léto)  $t_p = 21/22,7^{\circ}C$
- Relativní vlhkost přívod (zim /léto)  $\varphi = 55/60\%$

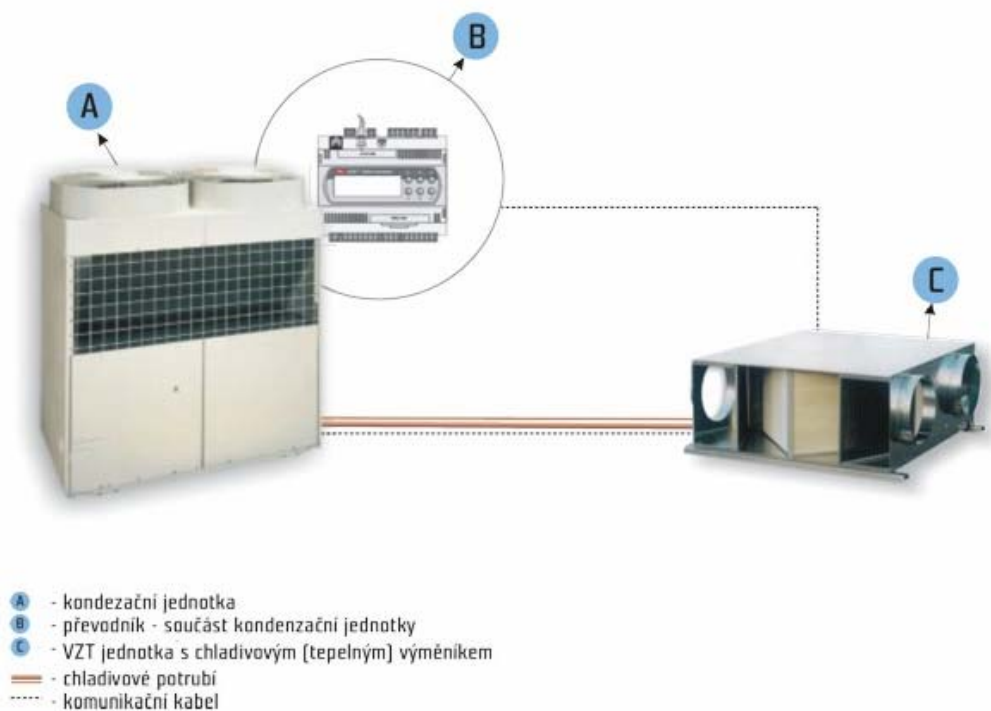
#### 9.4.3 Návrh kondenzační jednotky

Podle příkonu chladiče v každé klimatizační jednotce byla navržena kondenzační jednotka pro chlazení. Výkon chladiče musel být min. 22kW pro posluchárnu č.1 a min. 20kW pro posluchárnu č. 2. Byly použity kondenzační jednotky Carrier 38XTZ08K9 dodané firmou ACARE s.r.o. s chladivem R407C. Teplota přehřátých par chladiva je 9°C, teplota kondenzace 45°C a teplota vypařování 59°C. Chladicí výkon jednotky je 24,8KW. Napájení jednotky je 400V-3f-50Hz. Jednotky jsou umístěny v zastíněné části vedle posluchárny č.1. Kondenzační jednotka je řízena dle potřeby klimatizační jednotkou.

Tab. č. 42 – Technické data kondenzační jednotky

Technická data pro kondenzační jednotky			
Výkon	kW	chlazení	24,80
		topení	28,90
Příkon	kW	chlazení	12,20
		topení	12,20
E.E.R.	kW/kW	chlazení	2,03
		topení	2,37
Jmenovitý proud	A	chlazení	19,50
		topení	19,50
Rozběhový proud	A		94
Napájecí napětí	V/f		400-III
Typ kompresoru			Scroll
Hlučnost	dB/A		59
Vzduchový výkon (max)	m <sup>3</sup> /h		9800
Hmotnost (čistá)	kg		245
Rozměry (v x š x h)	mm		1380x1300x650
Propojovací potrubí (průměr)	mm		12/28
Max.délka vedení / max. převýšení	m		50/30
Provozní teplota	°C	chlazení	0 ~ 46
		topení	-10 ~ 21
Doporučené jištění			25-D III
El.přívod			3x4+N+T
El.propojení			3x1,5+T
Chladivo			R-407C

Obr. č. 20 – Propojení kondenzační jednotky s vzduchotechnickou jednotkou



## 10 Orientační vyčíslení investičních nákladů

Vyčíslení investičních nákladů bylo provedeno z aktuálních katalogů příslušných firem. Čímž byla vyčíslena celková cena vzduchotechnického zařízení. Cena montážního příslušenství je přibližná. Pro vyčíslení investičních nákladů je nutno k této ceně připočítat ještě náklady za projektovou činnost, stavební úpravy, montáž zařízení a zregulování systému.

### 10.1 Celkové orientační náklady

- cena za vzduchovody 365000,- Kč

Zahrnuje kruhové potrubí, flexo, tvarovky a montážní příslušenství

- cena za distribuční elementy 202000,- Kč

Zahrnuje anemostaty, talířové ventily, dveřní mřížky, protidešťové žaluzie

- cena ventilátorů 21000,- Kč

- cena klimatizačních jednotek 1160000,- Kč

Zahrnuje jednotku pro vstupní dvoranu a dvě klimatizační jednotky pro posluchárny

- cena za kondenzační jednotky 238000,- Kč

Tab. č. 43 – Cena navrženého zařízení

Cena	Kč
bez DPH	1986000
s DPH	2363340
za práci	590800
celková	2954175

Orientační náklady byly navýšeny o 25 %. Těchto 25 % je uvažováno jako náklady na dopravu, montáž, zaregulování apod. Celkové orientační náklady projektovaného zařízení jsou 3000000,- Kč. Tato část kaje bez ceny za projektovou dokumentaci, stavební a jiné činnosti vztahující se k montáži a provozu zařízení.

## 11 Požadavek na profese

Při instalaci vzduchotechnického zařízení je potřeba provést nejenom práce související s namontováním vzduchotechnických rozvodu a sestavení vzduchotechnických jednotek, ale také je nutno provést práce, které se vzduchotechnikou přímo nesouvisí. Jedná se o tyto práce

- Stavební
- Instalátérské
- Elektrotechnické
- Měření a regulaci



## **Závěr**

V diplomové práci bylo navrženo větrání a klimatizace 1. NP pavilonu poslucháren FAST. 1. NP je rozděleno na čtyři funkční celky, pro které bylo navrženo vzduchotechnické zařízení dle příslušných norem a Nařízení vlády č.361/2007 Sb. Odvod vzduchu ze sociálního zařízení je zajištěn pomocí radiálních ventilátorů RM355L a RM125L od firmy Elektrodesign s.r.o. Ventilátory odsávají znehodnocený vzduch a vyfukují ho přes protideštovou žaluzii, která je umístěna ve fasádě budovy. Pro odsávání vzduchu v místnostech byly použity talířové ventily. Pro výměnu a úpravu vzduchu ve vstupní dvoraně je použita kompaktní jednotka Duplex 12000 od firmy Atrea s.r.o, která je umístěna v 2.NP.. Sací a výfukové otvory byly umístěny přímo do fasády objektu. Distribuci vzduchu zajišťují vířivé vyústě, které byly umístěny do podhledů v místnostech. Prostor poslucháren je jako jediný klimatizován. Pro klimatizaci byly použity komfortní jednotky AeroMaaster XP10 od firmy Remak a.s.. V jednotce se vzduch v létě ochlazuje přímým chladičem a zvlhčuje parním zvlhčovačem. V zimě se pak naopak ohřívá. Pro úsporu energie je využito zařízení pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu. Kondenzační jednotky pro úpravu teplotních vlastností chladiva byly použity Carrier 38XTZ08K9 od firmy ACARE s.r.o. pracující s chladivem R407C. Veškeré vzduchotechnické potrubí je vedeno nad podhledy.

V poslední části diplomové práce byly vyčísleny orientační investiční náklady, které jsou 3000000,- Kč s DPH. Cena nezahrnuje celoroční provoz zařízení ani cenu za nutnou údržbu (výměnu filtru vzduchu, apod.). Navržené vzduchotechnické zařízení je zakresleno do výkresové dokumentace č.v. 1 – 6.

## Seznam použité literatury

- [1] – Székyová, M., Ferstl, K., Nový, R.,: Větrání a klimatizace. Bratislava: JAGA GROUP, s.r.o., 2006. ISBN 80-8076-037-3
- [2] – Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace (Technický průvodce, sv. č.31 České matice technické). Brno: Bolit B press, 1993. ISBN 80-901574-0-8
- [3] – Centnerová, L., Papež, K.,: Technická zařízení budov 30. Skripta. [4] – Norma ČSN 12 70 10 – Navrhování větracích a klimatizačních zařízení
- [5] – Norma ČSN 73 05 78 – Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- [6] – Katalog a ceník Atrea s.r.o
- [7] – Katalog a ceník firmy MULTIVAC s.r.o.
- [8] – Katalog a ceník firmy MANDÍK a.s.
- [9] – Katalog a ceník firmy REMAK a.s
- [10] – Katalog a ceník firmy ACARE s.r.o
- [11] – Katalog a ceník firmy ELEKTRODESIGN s.r.o.
- [12] – Internetové stránky: [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz), [www.qpro.cz](http://www.qpro.cz), aj.

## Seznam příloh

Příloha č.1 Tlakový spád při proudění vzduchu potrubím o drsnosti  $\varepsilon = 0,15$  mm

Příloha č. 2 Místní odpory

Příloha č. 3 h - x diagram zimního provozu jednotky Duplex 12000

Příloha č. 4 h - x diagram letního zimního provozu jednotky Duplex 12000

Příloha č. 5 Funkční schéma jednotky Duplex 12000 za zimního provozu

Příloha č. 6 Náčrt jednotky Duplex 12000

Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10

## **Seznam výkresové dokumentace**

Č.v. 1 – část A větrání sociálního zařízení č.1 a místnosti pro personál

Č.v. 2 – část B větrání sociálního zařízení č.2

Č.v. 3 – část C větrání vstupní dvorany

Č.v. 4 – část C strojovna vzduchotechniky pro větrání vstupní dvorany

Č.v. 5 – část D větrání posluchárny č.1 a č.2

Č.v. 6 – část D řezy posluchárny č.1 a č.2

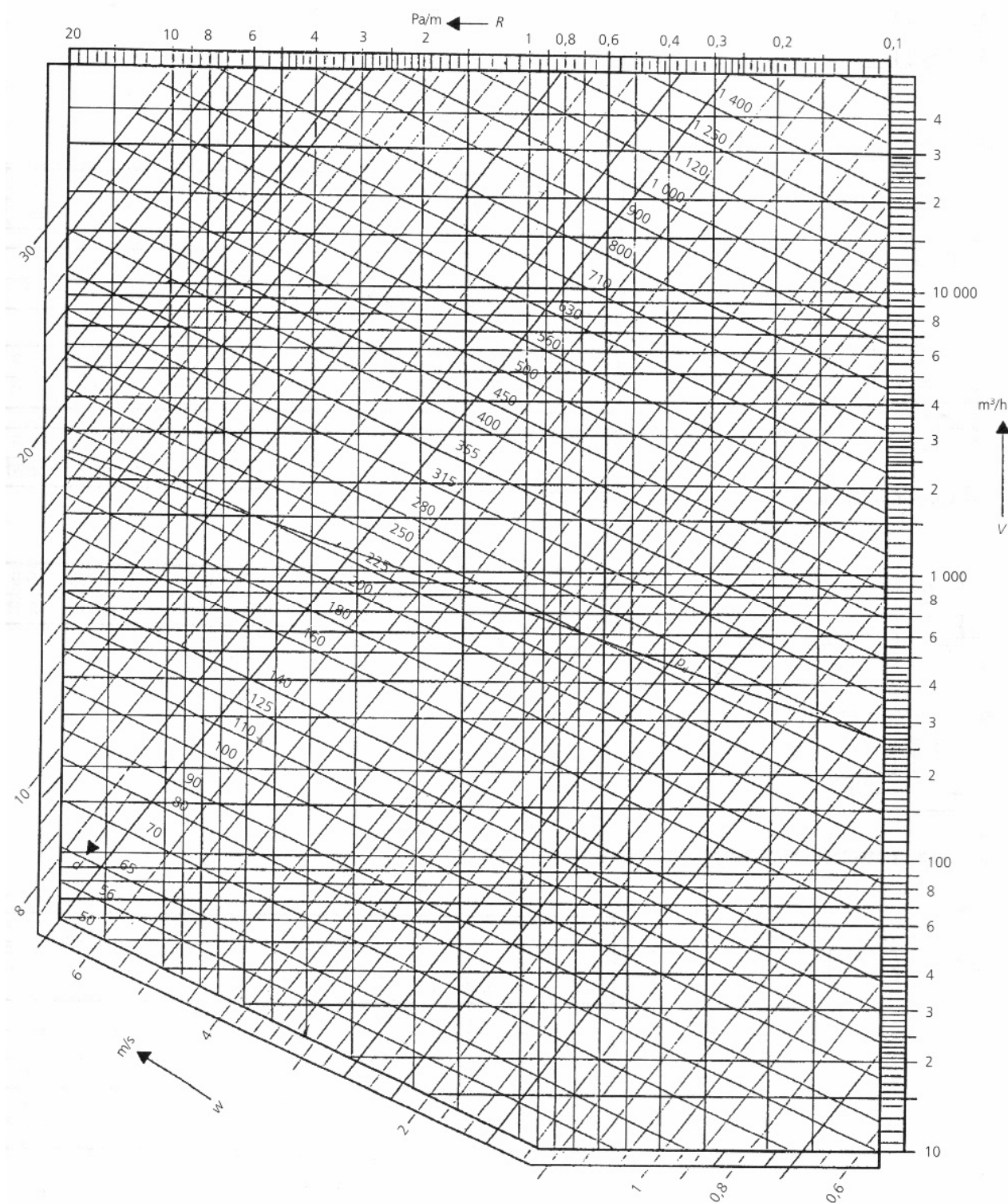
Kusovník č.1

Kusovník č.2

Kusovník č.3

Kusovník č.4

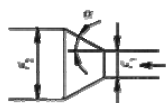
# **Příloha č. 1 Tlakový spád při proudění vzduchu potrubím o drsnosti $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$**



## Příloha č. 2 (1 / 2) Místní odpory

### Místní odpory

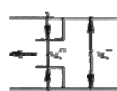
Pozvolné rozšíření průřezu



Pozvolné zúžení průřezu

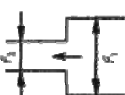


Měňící clona



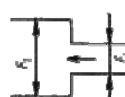
$$\xi_1 = \left( \frac{F_1}{F_0 \cdot \alpha} - 1 \right)^2$$

Náhlé zúžení průřezu



$$\xi_2 = \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2$$

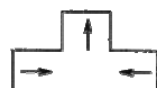
Náhlé rozšíření průřezu



$$\xi_1 = \left( 1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2$$

$$\xi_2 = \left( 1 - \frac{F_2}{F_1} \right)^2$$

Spojení proudů přes T-kus



$F_2/F_1$		$\alpha$					
		5	7,5	10	15	20	30
$\xi_1$	0,5	0,07	0,09	0,13	0,21	0,27	0,28
	0,33	0,11	0,16	0,22	0,36	0,48	0,50
	0,25	0,13	0,20	0,28	0,46	0,62	0,63

$\alpha = 10 \dots 45$

$F_2/F_1$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\xi_2$	0,08	0,08	0,06	0,02	0

$F_0/F_1$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\xi_1$	8,10	3,76	1,82	0,78	0,28	0,06

$F_0/F_1$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\alpha$	0,65	0,68	0,71	0,76	0,82	0,90

$F_2/F_1$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\xi_2$	0,35	0,35	0,32	0,29	0,22	0,17	0,10	0,05	0,01

$F_2/F_1$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\alpha$	0,63	0,63	0,64	0,65	0,68	0,71	0,76	0,82	0,90

$F_1/F_2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\xi_1$	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01

$$\square \quad \xi = 1,4$$

Odbočka s pozvolným 90° ohybem vytékajícího proudu, je-li  $F_1 = F_2$



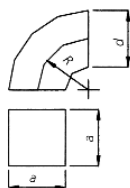
$\dot{V}_0/\dot{V}_2$	$\xi_0$ pro výtok při $\frac{F_0}{F_1}$				$\xi_1$ pro přechod při $\frac{F_0}{F_1}$	
	0,25	0,5	0,75	1	0,25	1
0,1	0,7	0,61	0,65	0,68	—	—
0,3	0,6	0,4	0,4	0,45	—	—
0,5	1,25	0,5	0,35	0,3	0,16	0,05
0,7	—	0,8	0,45	0,29	0,3	0,2
0,9	—	1,5	0,75	0,38	0,46	0,35

$\dot{V}_0, \dot{V}_2$  – objemové průtoky vzduchu

## Příloha č. 2 (2 / 2) Místní odpory

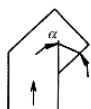
### Místní odpory

Oblé koleno se čtyřhranným průřezem pro různé  $\beta$



$R/a$	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	4,0
$\beta = 90^\circ$	1,0	0,5	0,25	0,15	0,12	0,1
$\beta = 60^\circ$	0,5	0,25	0,12	0,08	0,06	0,05
$\beta = 30^\circ$	0,15	0,08	0,04	0,03	0,02	0,015

Koleno s ostrým ohybem



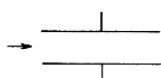
$\alpha$	10°	30°	45°	60°	90°
$\circ \xi$	0,05	0,2	0,5	0,7	1,2
$\square \xi$	0,1	0,3	0,7	1,0	1,2

Koleno s náběhovým plechem



$R/a$	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	4,0
$a/a = 0,25$	0,4	0,25	0,2	0,15	0,1	0,03
$a/a = 0,5$	0,5	0,3	0,2	0,15	0,1	0,03

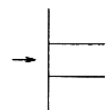
Vtok do otvoru s ostrou hranou



$$\square \xi = 1,25$$

$$\circ \xi = 0,5$$

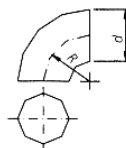
Vtok do otvoru zabudovaného do stěny



$$\square \xi = 0,7$$

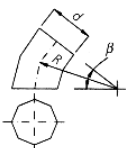
$$\circ \xi = 0,5$$

Oblé koleno s kruhovým průřezem 90°



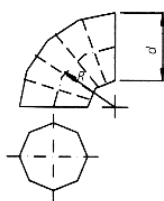
$R/d$	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	3,0
$\alpha$	0,75	0,38	0,26	0,2	0,17	0,16	0,14	0,14

Oblé koleno s kruhovým průřezem pro jiné úhly



$R/d = 1$						
$\beta$	30°	60°	90°	120°	150°	180°
$\xi$	0,07	0,16	0,26	0,33	0,38	0,43

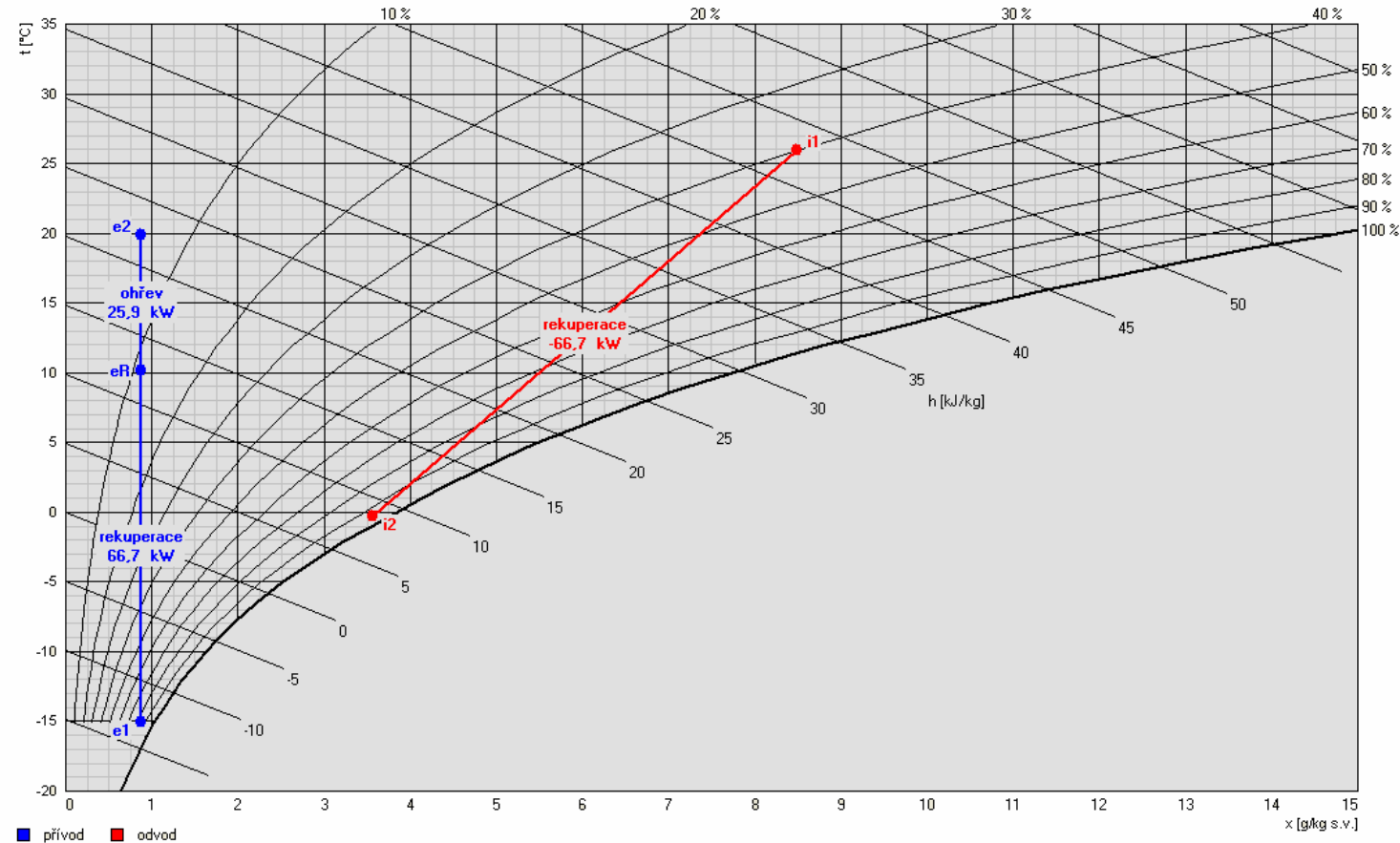
Segmentové koleno s kruhovým průřezem



$R/d$	$\beta = 90^\circ$ počet segmentů				$\beta = 60^\circ$	$\beta = 30^\circ$
	3	4	5	6		
0,5	1,3	1,2	1,1	1,0	0,6	0,2
0,75	0,8	0,7	0,6	0,5	0,35	0,12
1,0	0,5	0,45	0,4	0,3	0,2	0,07
1,5	0,3	0,28	0,25	0,22	0,13	0,05
2,0	0,25	0,23	0,20	0,18	0,11	0,04
4,0	0,23	0,2	0,18	0,16	0,10	0,03
6,0	0,21	0,18	0,16	0,15	0,09	0,03

Příloha č. 3 h - x diagram zimního provozu jednotky Duplex 12000

Letní provoz



Přívod

	popis	t [°C]	rh [%]
e1	venkovní vzduch	-15,0	85
eR	rekuperace	10,2	11
e2	ohřev	20,0	6

Odtah

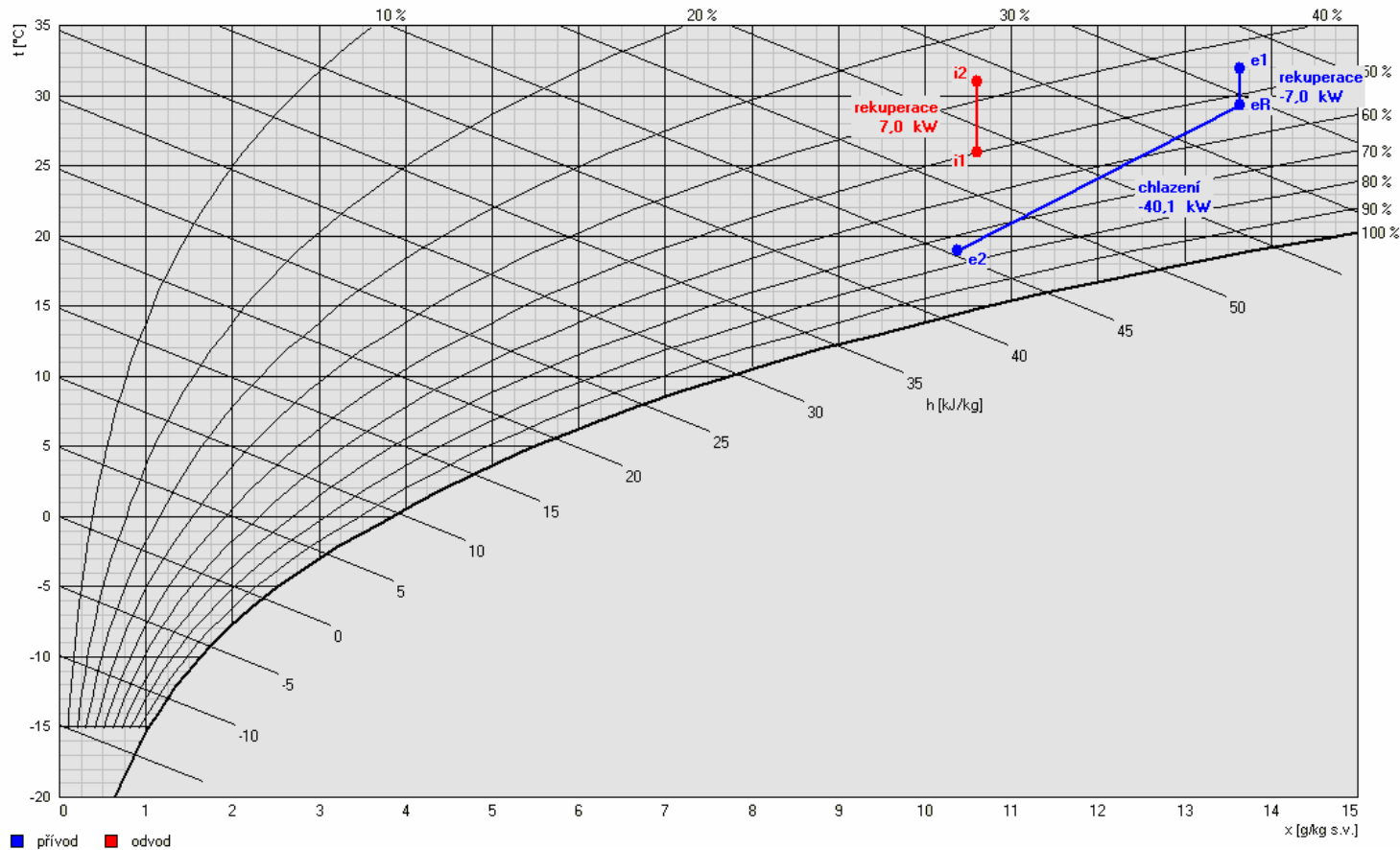
	popis	t [°C]	rh [%]
i1	odsávaný vzduch	26,0	40
i2	rekuperace	-0,2	94

h-x diagram



# Příloha č. 4 h - x diagram letního zimního provozu jednotky Duplex 12000

Letní provoz



Přívod

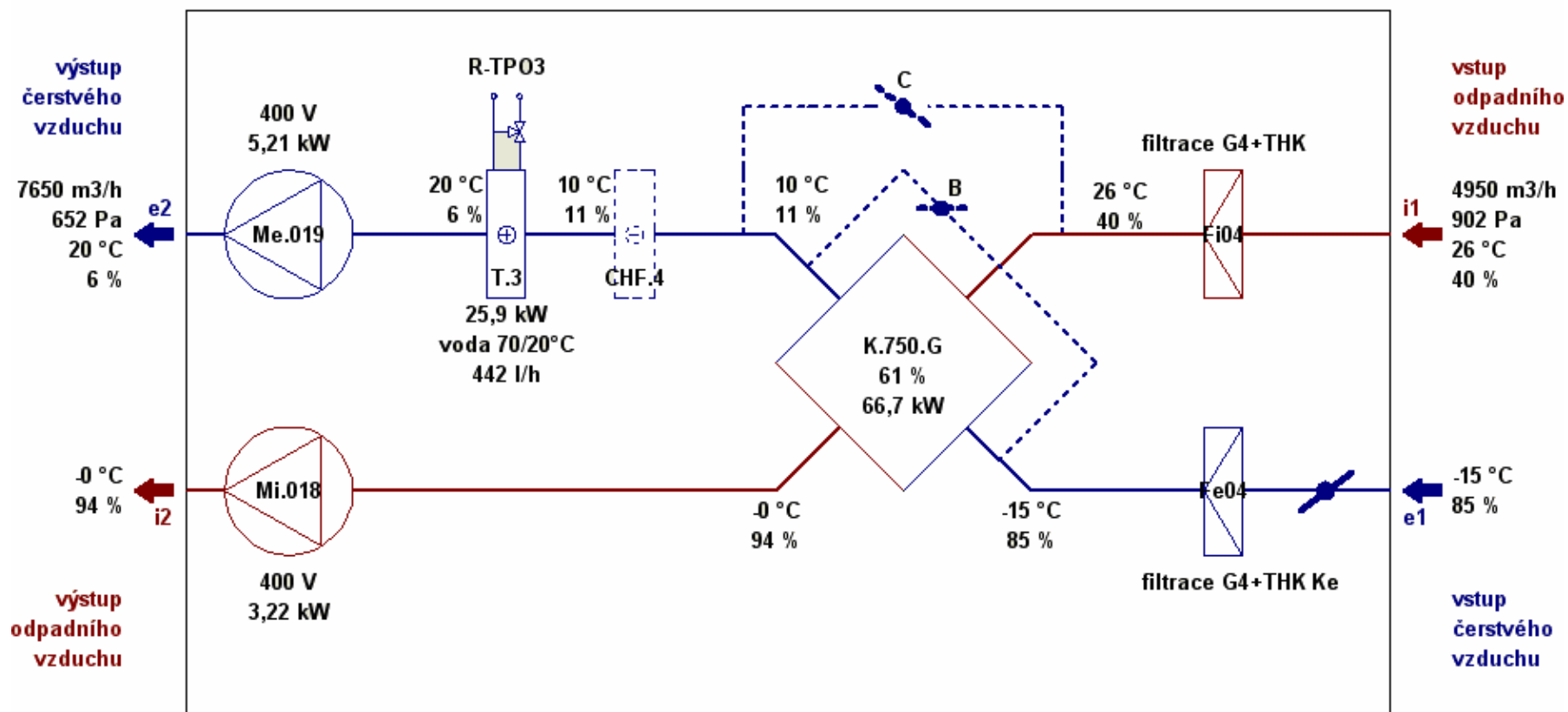
	popis	t [°C]	rh [%]
e1	venkovní vzduch	32,0	45
eR	rekuperace	29,4	52
e2	chlazení	19,0	75

Odtah

	popis	t [°C]	rh [%]
i1	odsávaný vzduch	26,0	50
i2	rekuperace	30,1	39

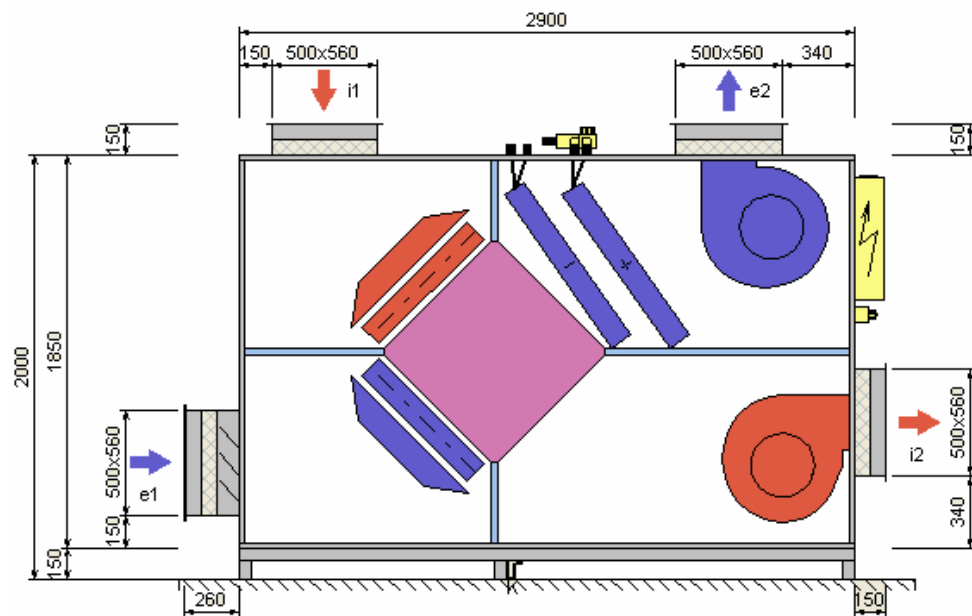
h-x diagram

## Příloha č. 5 Funkční schéma jednotky Duplex 12000 za zimního provozu

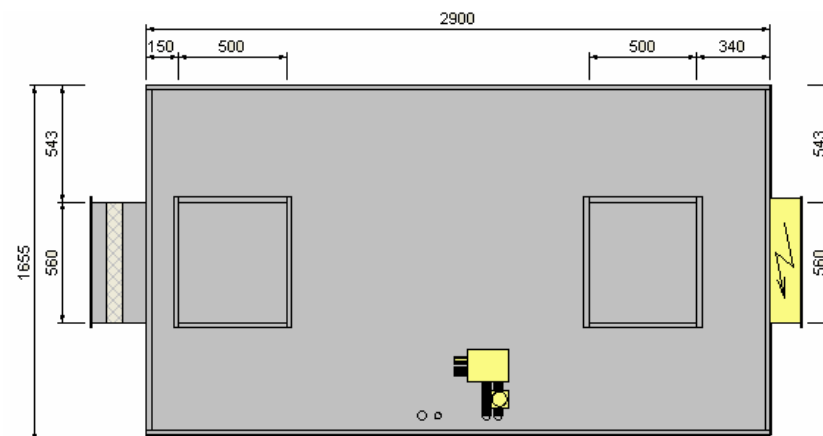
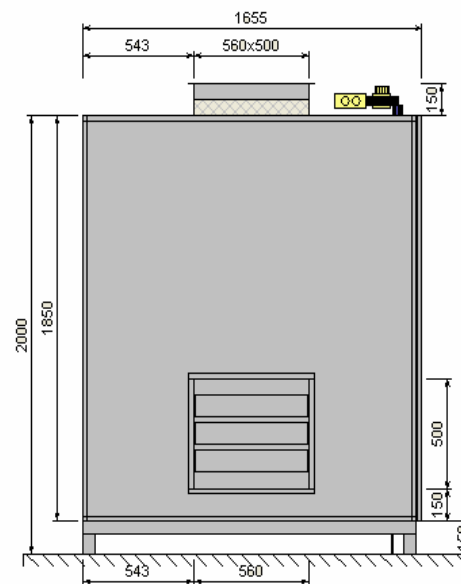


Funkční schéma jednotky

## Příloha č. 6 Náskres jednotky Duplex 12000



- Červená šipka je odvod vzduchu
- Modrá šipka je přívod vzduchu



## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (1 / 7)

Číslo zařízení 01 Název zařízení klimatizační jednotka Druh, rozměr AeroMaster XP 10

### Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-15 / 32	Teplota z místnosti [°C]	26 / 26
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 40	Relativní vlhkost z místnosti [%]	60 / 50
Tlak vzduchu [kPa]	99 / 99		

### Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m³/h]	6675 / 6728	Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	520 / 330
Rychlost v průřezu [m/s]	2.65 / 2.65	Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	21 / 23
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	485 / 488	Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	55 / 61
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	+5 / +13		

### Seznam komponentů zařízení

Pozice	Název komponentu	Typové označení	ks	Hmotnost	Informace¹		
					A	B	C
01.21	Protidešťová žaluzie	XPZO 810-760	1	15.0			
01.05	Klapka uzavírací	LK 810-760	1	14.0			
	Servopohon	APR 230	1				●
01.03	Sekce filtru	XPHO 10/K	1	44.3			
	Panel čelní - vstup	XPK 10/P	1				●
	Filtrační vložka	XPNV 10/3	1				●
	Snímač tlakové difference	P33 N (30 - 500 Pa)	1				●
01.24	Sekce ventilátoru	XPAP 10/S	1	149.0			
	Ventilátor	XPVP 400-3,0/93-J4	1				●
	Regulátor výkonu	XPFM 3.0 (3x400V)	1				
01.01	Sekce deskového rekuperátoru s by-passem	XPXK 10/BP	1	379.1			
	Servopohon klapky obtoku	NM 24A	1				●
	Snímač namrzání	P33 N (30 - 500 Pa)	1				●
	Souprava pro odvod kondenzátu	XPOK 300	1				
01.29	Sekce ohřívac, chladič, eliminátor	XPQD 10/F	1	125.1			
	Vodní ohřívac	XPNC 10/1R	1				●
	Směšovací uzel	SUMX 1,6 (1)	1				
	Přímý chladič	XPNF 10/2RF	1				●
	Souprava pro odvod kondenzátu	XPOO 300	1				
	Eliminátor kapek	XPNU 10	1				●
	Protinrazové čidlo	NS 130 R	1				●
	Kapilárový termostat	CAP 2M	1				●
01.27	Sekce zvlhčování	XPJZ 10	1	193.0			
	Komplet zvlhčovacího zařízení	CA-UE 65/60C	1				●
	Sada náhradních varmých válců	CA-UN 65	1				
	Souprava pro odvod kondenzátu	XPOO 300	1				
	Základní hygrostat	ASWH	1				●
	Omezovací hygrostat	ASDH	1				●
01.28	Sekce eliminátoru	XPUO 10	1	42.0			
	Eliminátor kapek	XPNU 10	1				●
	Souprava pro odvod kondenzátu	XPOO 300	1				
01.23	Sekce tlumiče hluku	XPPO 10	1	163.0			
01.25	Přechod (REMAK nedodává)	PR 58/70-40/250	1	0.0			
01.20	Přechod (REMAK nedodává)	PR 58/70-40/250	1	0.0			
01.07	Sekce filtru	XPHO 10/K	1	44.2			
	Panel čelní - vstup	XPK 10/P	1				●
	Filtrační vložka	XPNV 10/3	1				●
01.14	Sekce tlumiče hluku	XPPO 10	1	163.0			
01.04	Sekce ventilátoru	XPAP 10/S	1	165.0			
	Panel čelní - výtlak	XPK 10/P	1				●
	Ventilátor	XPVP 450-2,2/70-J4	1				●
	Regulátor výkonu	XPFM 2.2 (3x400V)	1				
01.22	Výfukový nastavec	XPFO 800-800	1	9.3			
01.XX	Spojovací sada montážní	XPSS 10/M	4	22.0			
01.XX	Spojovací sada výrobní	XPSS 10/V	1	7.0			
01.XX	Základový rám	XPR 10/1500-3	1	40.7			
01.XX	Základový rám	XPR 10/1250-3	1	32.3			
01.XX	Základový rám	XPR 10/750-3	1	26.4			
01.XX	Základový rám	XPR 10/1650-3	1	42.5			
01.XX	Základový rám	XPR 10/1000-3	1	29.3			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1	1	3.4			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1	1	3.4			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1	1	3.4			

## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (2 / 7)

01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-825	1	7,5			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-825	1	7,5			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-1250	1	11,8			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-250	1	2,7			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-225	1	3,2			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-1000	1	9,8			
01.XX	Stříška	XPSO 10/A1-1250	1	11,8			
01.XX	Spojovací lišta stříšek	XPSL 1110	8	4,0			
01.30	Ridič jednotka	VCB	1	?			
	Cílo teploty přívodního vzduchu v potrubí	NS 120	1				
	Externí ovladač pro řízení výkonu ventilátoru	ORe2	1				
	Korekční cílo nebo ovladač	NS 120	1				

Celková hmotnost zařízení

1774,5 kg

Vysvětlivka\* :

A – zahrnuto v součtu cen vzduchotechniky

B – zahrnuto v součtu cen regulace

C – zabudované příslušenství (uvnitř nebo na komponentu)

Grafický pohled

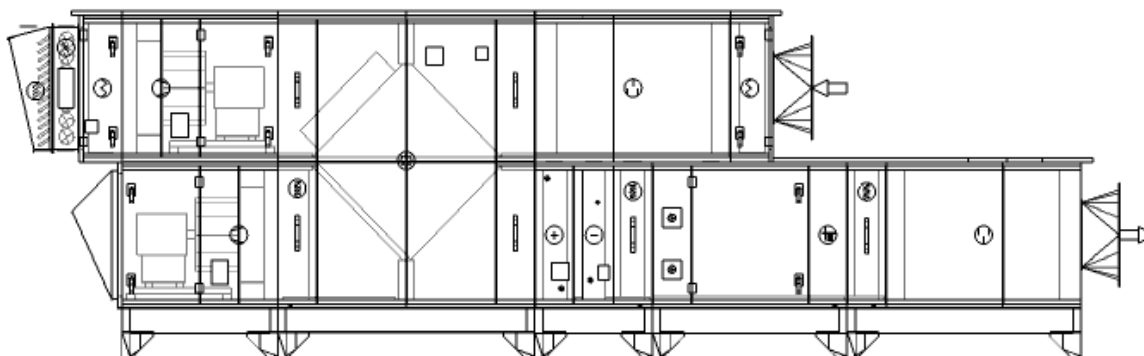
Zepředu XZ

Zařízení

01 - klimatizační jednotka

Obrysové rozměry

X = 7141 mm, Y = 2120 mm



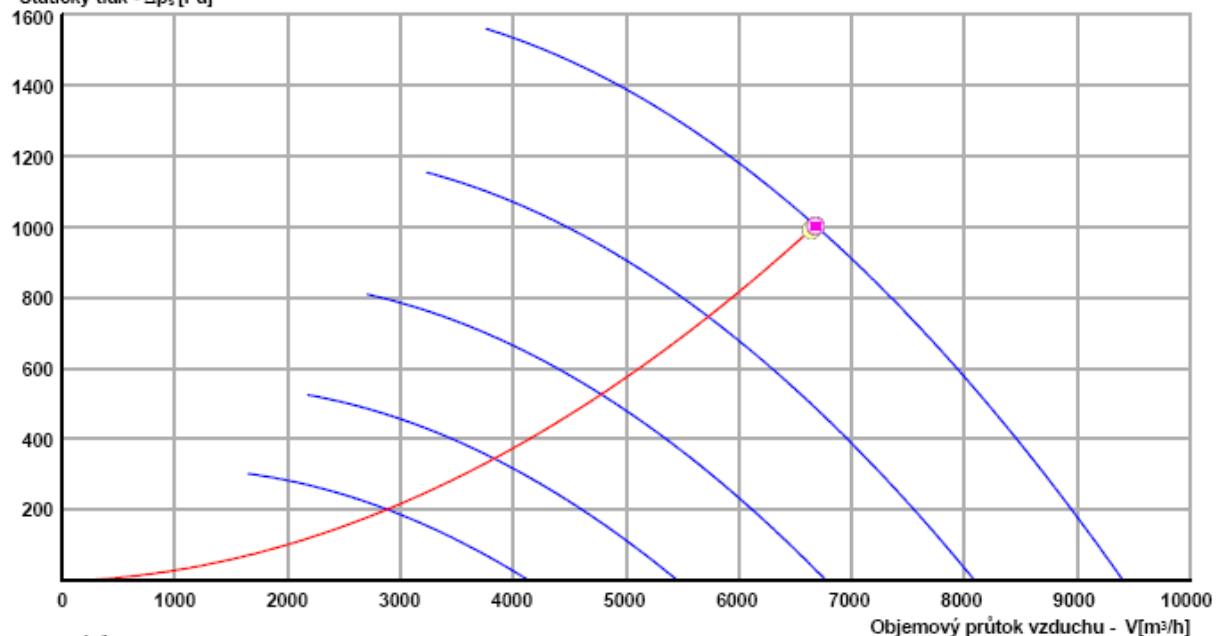
## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (3 / 7)

Charakteristika ventilátorů: Průtok – statický tlak

Přívodní větev

Typ	$V_v$ [m³/h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_l$ [Pa]	$n$ [1/min]	U [V]	P [kW]	I [A]	$\eta$ [%]
XPVP 400-3,0/93-J4	6675	1005	1088	2650	3NPE 400 V, 50 Hz	2.58	5.94	78

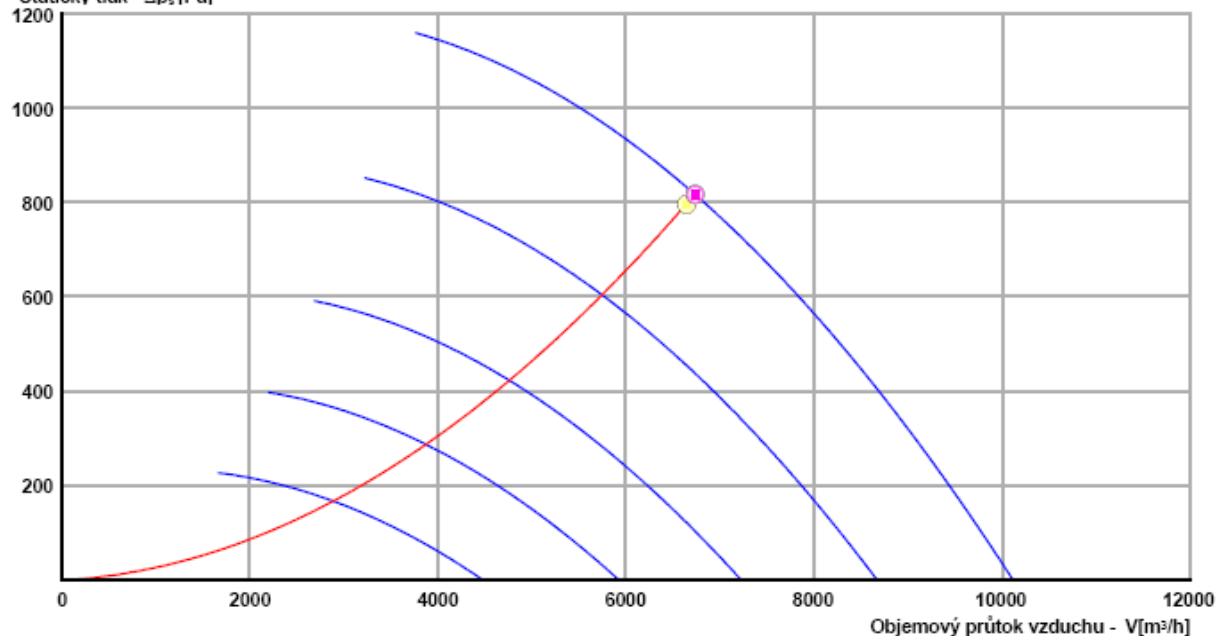
Statický tlak -  $\Delta p_s$  [Pa]



Odvodní větev

Typ	$V_v$ [m³/h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_l$ [Pa]	$n$ [1/min]	U [V]	P [kW]	I [A]	$\eta$ [%]
XPVP 450-2,2/70-J4	6728	818	870	2011	3NPE 400 V, 50 Hz	2.09	4.61	78

Statický tlak -  $\Delta p_s$  [Pa]



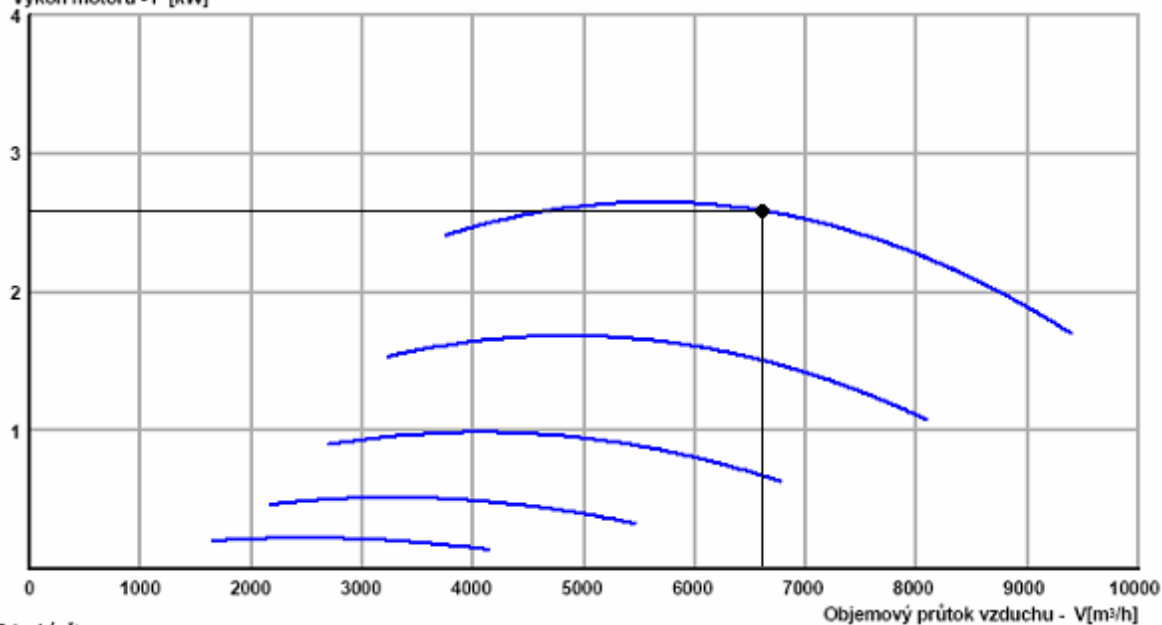
## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (4 / 7)

Charakteristika ventilátorů: Průtok – výkon motoru

Přívodní větev

Typ	$V_v$ [m³/h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_t$ [Pa]	$n$ [1/min]	U [V]	P [kW]	I [A]	$\eta$ [%]
XPVP 400-3,0/93-J4	6675	1005	1088	2650	3NPE 400 V, 50 Hz	2.58	5.94	78

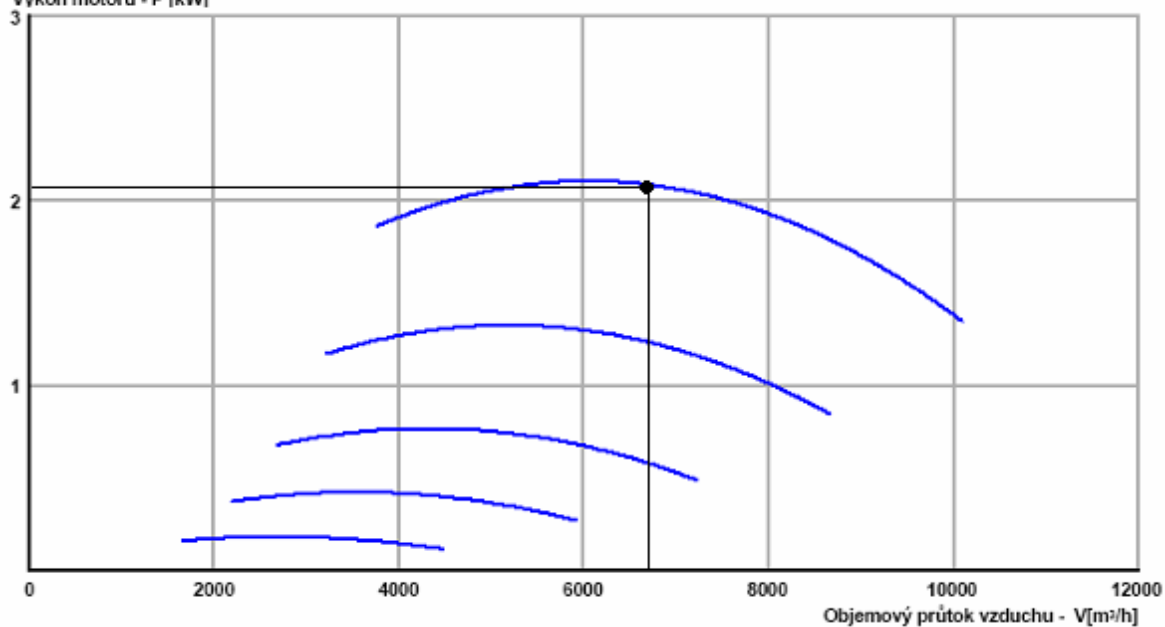
Výkon motoru - P [kW]



Odvodní větev

Typ	$V_v$ [m³/h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_t$ [Pa]	$n$ [1/min]	U [V]	P [kW]	I [A]	$\eta$ [%]
XPVP 450-2,2/70-J4	6728	818	870	2011	3NPE 400 V, 50 Hz	2.09	4.61	78

Výkon motoru - P [kW]



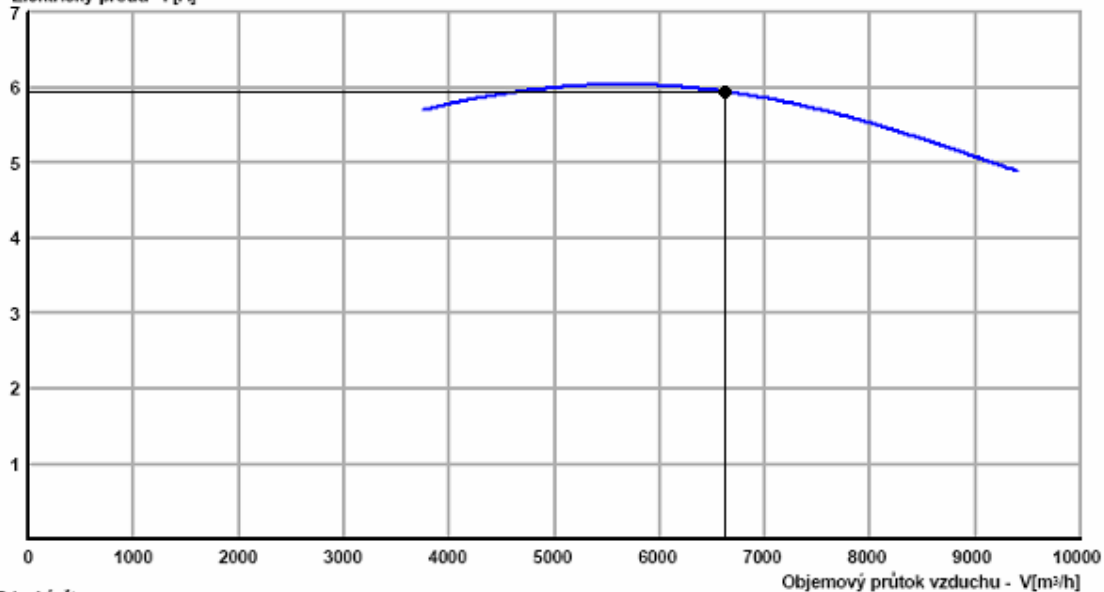
## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (5 / 7)

Charakteristika ventilátorů: Průtok – elektrický proud

Přívodní větev

Typ	$V_v$ [m³/h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_l$ [Pa]	$n$ [1/min]	U [V]	P [kW]	I [A]	$\eta$ [%]
XPVP 400-3,0/93-J4	6675	1005	1088	2650	3NPE 400 V, 50 Hz	2.58	5.94	78

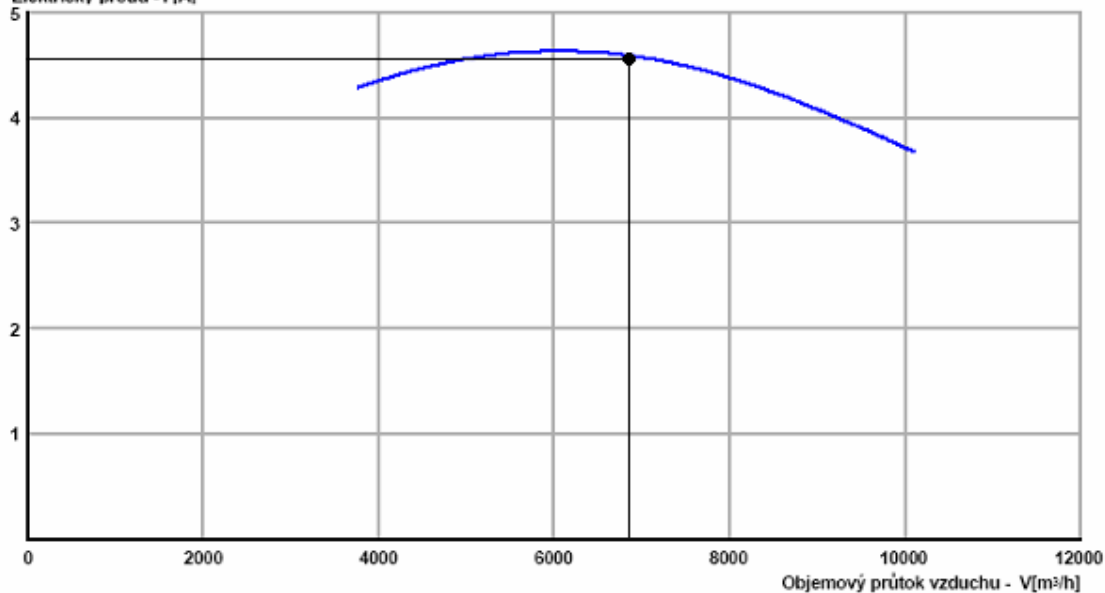
Elektrický proud - I [A]



Odvodní větev

Typ	$V_v$ [m³/h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_l$ [Pa]	$n$ [1/min]	U [V]	P [kW]	I [A]	$\eta$ [%]
XPVP 450-2,2/70-J4	6728	818	870	2011	3NPE 400 V, 50 Hz	2.09	4.61	78

Elektrický proud - I [A]

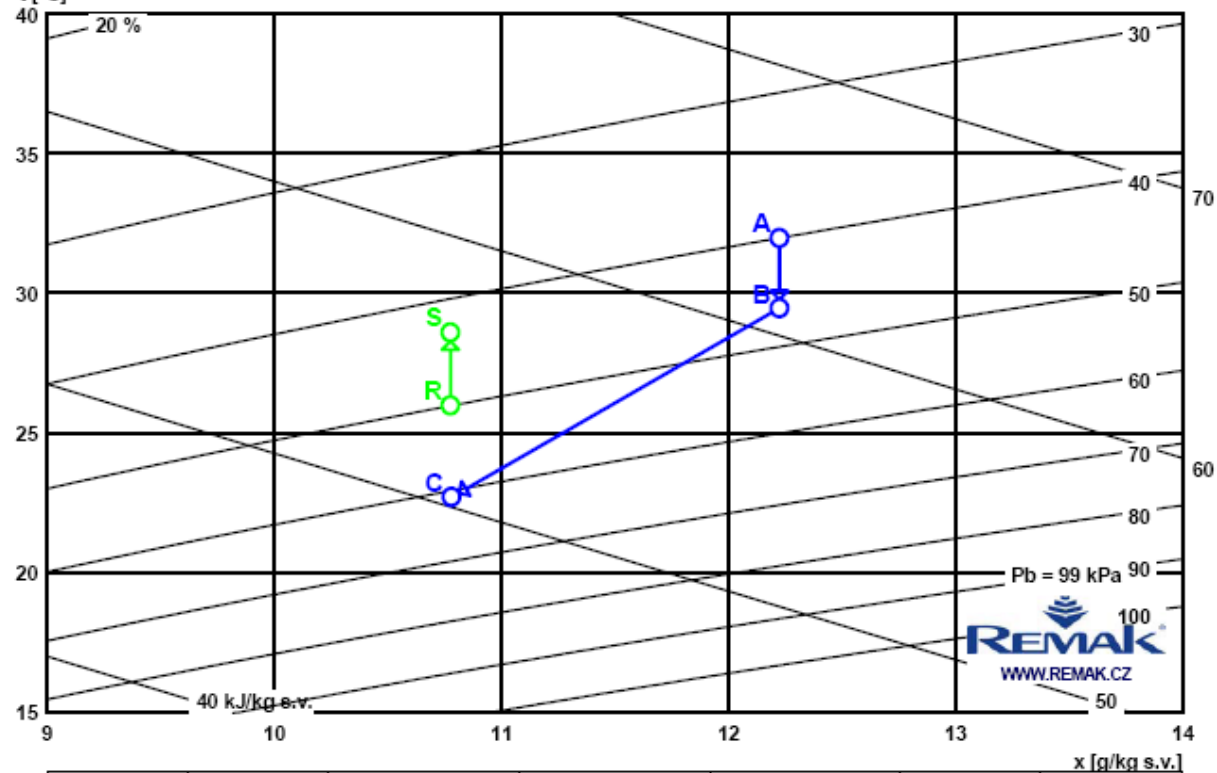




## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (6 / 7)

Psychrometrický diagram

Provozní režim – Lét  
t [°C]



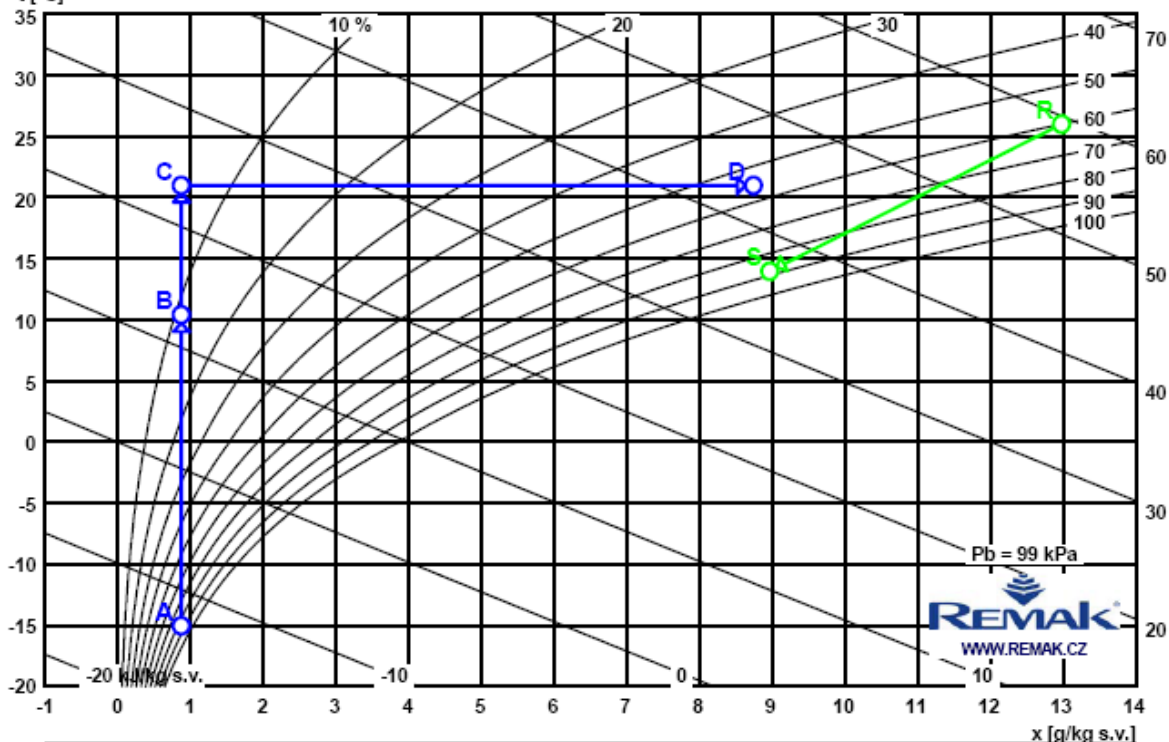
Bod	Pozice	Teplota vzduchu	Relativní vlhkost	Měrná vlhkost	Entalpie	Hustota
		t [°C]	φ [%]	x [g/kg]	h [kJ/kg]	ρ [kg/m³]
A	01.01	32.0	40.0	12.2	63.6	1.12
B		29.5	46.3	12.2	60.9	1.13
C	01.29	22.7	61.0	10.8	50.3	1.15
R	01.01	26.0	50.0	10.8	53.7	1.14
S		28.6	43.0	10.8	56.3	1.13

## Příloha č. 7 Popis AeroMaaster XP10 (7 / 7)

Psychrometrický diagram

Provozní režim – Zima

t [°C]



Bod	Pozice	Teplota vzduchu t [°C]	Relativní vlhkost φ [%]	Měrná vlhkost x [g/kg]	Entalpie h [kJ/kg]	Hustota ρ [kg/m³]
A	01.01	-15.0	84.0	0.9	-13.0	1.33
B	01.29	10.4	11.0	0.9	12.7	1.21
C	01.27	21.0	5.6	0.9	23.4	1.17
D		21.0	55.0	8.7	43.4	1.16
R	01.01	26.0	60.0	13.0	59.3	1.14
S		14.0	88.0	9.0	36.7	1.19